

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA

LUCAS KIENEN WELLER

SISTEMAS DE TRANSMISSÃO COM EMBREAGEM CONVENCIONAL E DUPLA:  
UM COMPARATIVO TÉCNICO

Joinville  
2018

LUCAS KIENEN WELLER

SISTEMAS DE TRANSMISSÃO COM EMBREAGEM CONVENCIONAL E DUPLA:  
UM COMPARATIVO TÉCNICO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Automotiva, da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo

Joinville

2018

LUCAS KIENEN WELLER

SISTEMAS DE TRANSMISSÃO COM EMBREAGEM CONVENCIONAL E DUPLA:  
UM COMPARATIVO TÉCNICO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo  
Orientador/Presidente  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pelo dom da vida e ter me proporcionado ter chegado até aqui.

Agradeço aos meus pais, Wolney Charles Weller e Sílvia Kienen Weller, por toda a dedicação, apoio e amor incondicional, para que o caminho até aqui fosse mais fácil durante esses anos.

A minha irmã, Bruna, pelo exemplo de dedicação e esforço que me serviram de motivação para concluir etapas.

Agradeço a todos os professores pelo aprendizado e disposição a ajudar e contribuir nessa caminhada. Em especial agradeço ao meu orientador, professor e doutor Marcos Alves Rabelo, pela sabedoria transmitida e ensinamentos que me encorajaram no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a todos amigos que fiz durante os anos de faculdade, a presença de cada um tornou essa jornada mais prazerosa e com certeza inesquecível.

Ao meu grande amigo Lucas Lunelli Arnecke, pela parceria, apoio e companheirismo durante esses anos, que com certeza contribuíram para a superação nos momentos difíceis.

Aos meus amigos de Jaraguá do Sul, por sempre estarem presente na minha vida.

Aos meus padrinhos, Warley Marcos Weller e Sérgio Antônio Dias (*in memoriam*), agradeço por todos ensinamentos de vida, que me inspiram a ser um profissional digno e honesto e uma pessoa de bom caráter e humilde.

E por fim, gostaria de agradecer a Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, por contribuir na minha graduação, e também, por me tornar uma pessoa melhor.

*“Se você quer ser bem sucedido, precisa ter dedicação total, buscar seu último limite e dar o melhor de si. ”*

(Ayrton Senna)

## RESUMO

A busca por maior eficiência e rendimento é, e sempre será, muito importante no meio automotivo. Um sistema que ao longo da história sofreu inovações e evoluções é a caixa de câmbio, cuja função é transmitir o torque disponível no motor ao sistema de transmissão, possibilitando, assim, o movimento do carro em diferentes situações. Uma marcante inovação é o uso da dupla embreagem. Utilizando-se de dois discos, um sendo responsável por acionar as marchas pares (2ª, 4ª, 6ª ...) e a ré, enquanto o outro é responsável pelas ímpares (1ª, 3ª, 5ª ...), a dupla embreagem possibilita uma troca entre marchas de forma mais rápida devido a embreagem seguinte estar sempre pré-acionada. Dessa maneira, a força trativa gerada não é interrompida, como acontece em sistemas de embreagem simples. O presente trabalho apresenta os sistemas de transmissão que utilizam embreagem convencional, de disco simples e dupla embreagem, utilizados na indústria automotiva. Por meio de análise de dados técnicos e revisão bibliográfica, esses sistemas serão comparados, apresentando suas diferenças, vantagens e desvantagens. Foi desenvolvido um memorial de cálculo para embreagens convencionais e aplicado em um estudo de caso. Com os dados do automóvel, Volkswagen Golf DSG, como torque, potência do motor e as relações de transmissão, foi comparado o desempenho em aceleração entre os dois sistemas. Por meio destas análises foi possível mostrar os ganhos com o uso da dupla embreagem perante a embreagem convencional.

**Palavras-Chave:** Dupla embreagem. Embreagem convencional. Transmissão.

## **ABSTRACT**

The search for greater efficiency and productivity is, and will always be, very important in the automotive world. A system that throughout history has suffered innovations and evolutions is the gearbox, whose function is to transmit the available torque in the engine to the transmission system, allowing the car to move in different situations. A remarkable innovation is the use of the double clutch. By using two clutches, one being responsible for operating the even gears (2nd, 4th, 6th ...) and the reverse, while the other is responsible for the odd gears (1st, 3rd, 5th ...), the double clutch makes possible a faster shift between gears once the next clutch is always pre-engaged. In this way, the traction force generated is not interrupted, as it happens with conventional clutch systems. The present work presents the transmission systems that use conventional clutch, single and double clutches, in the automotive industry. Through data analysis and bibliographic review, these systems will be compared, presenting their differences, advantages and disadvantages. A memorial of calculation was developed for conventional clutches, and applied in a case study. With the automobile data, Volkswagen Golf DSG, such as torque, engine power and gear ratios, the acceleration performance between the two systems was compared. With these analyzes it was possible to show the gains with the use of the double clutch compared to the conventional clutch.

**Keywords:** Double clutch. Conventional clutch. Transmission system.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|  |    |
|--|----|
| Figura 1 - Curva característica de um motor de combustão interna.....          | 14 |
| Figura 2 - Diagrama de força trativa x velocidade.....                         | 15 |
| Figura 3 - Caixa de câmbio manual de 6 velocidades (Getrag 286).....           | 17 |
| Figura 4 - Modelo de transmissão manual .....                                  | 18 |
| Figura 5 - Modelo de transmissão manual com marcha selecionada.....            | 19 |
| Figura 6 - Modelo real de transmissão manual .....                             | 20 |
| Figura 7 - Transmissão automatizada (esquemmatizada) .....                     | 21 |
| Figura 8 - Transmissão Automatizada.....                                       | 21 |
| Figura 9 - Princípio do projeto de transmissão com dupla embreagem. ....       | 22 |
| Figura 10 – Diagrama de Transmissão de 6 velocidades DCT VW DSG®. ....         | 23 |
| Figura 11 – Transmissão de 6 velocidades DCT VW DSG®. ....                     | 23 |
| Figura 12 - diagrama de transmissão com dupla embreagem. ....                  | 24 |
| Figura 13 - Dupla embreagem.....   | 25 |
| Figura 14 - Diagrama de uma transmissão de 7 velocidades. ....                 | 25 |
| Figura 15 - Transmissão de dupla embreagem de 7 velocidades (ZF 7 DCT 50)..... | 26 |
| Figura 16 - Embreagem disco seco (ZF Sachs) .....                              | 28 |
| Figura 17 - Discos de embreagem (ZF Sachs).....                                | 30 |
| Figura 18 - Esquema de operação embreagem .....                                | 31 |
| Figura 19 – Embreagem multidisco (ZF Sachs MF2/228) .....                      | 31 |
| Figura 20 - Embreagem em banho de óleo ou úmida .....                          | 33 |
| Figura 21 - Diagramas de montagem de dupla embreagem .....                     | 34 |
| Figura 22 - Força de atrito em um disco de embreagem.....                      | 37 |
| Figura 23 - Curva de Potência do motor EA 888.....                             | 41 |
| Figura 24 - Curva de Torque motor EA 888 .....                                 | 42 |
| Figura 25 - Curva de Torque e Potência do motor EA 888 .....                   | 42 |
| Figura 26 - Força trativa x Velocidade.....                                    | 44 |
| Figura 27 - Força Peso atuando em veículo em rampa. ....                       | 47 |
| Figura 28 – Curva dente de serra.....  | 50 |
| Figura 29 - Tempo de troca de embreagem convencional .....                     | 51 |
| Figura 30 - Tempo de troca de marcha dupla embreagem .....                     | 52 |
| Figura 31 - Tempo de troca de marcha dupla embreagem detalhado.....            | 52 |
| Figura 32 - Tempo x Velocidade de 0 - 100 km/h.....                            | 53 |



|  |    |
|--|----|
| Figura 33 - Tempo x Velocidade de 0 até velocidade final.....        | 54 |
| Figura 34 - Distância percorrida até a velocidade de 100 km/h.....   | 55 |
| Figura 35 - Distância percorrida até a velocidade final.....         | 56 |
| Figura 36 - Troca da 1ª para 2ª marcha. ....                         | 57 |
| Figura 37 - Troca de 4ª para 5ª marcha - Dupla Embreagem .....       | 57 |
| Figura 38 - Troca de 4ª para 5ª marcha - Embreagem convencional..... | 58 |

## LISTA DE TABELAS

|  |    |
|--|----|
| Tabela 1 - Concepção de transmissões .....                                       | 16 |
| Tabela 2 - Características de materiais de fricção para embreagens e freios..... | 39 |
| Tabela 3 - Dados motor EA 888 .....  | 41 |
| Tabela 4 - Relação de Transmissão.....   | 43 |
| Tabela 5 - Dados gerais do veículo .....   | 43 |
| Tabela 6 - Eficiência de Transmissão .....                                       | 44 |
| Tabela 7 - Coeficientes a e b em função do tipo de pneu. ....                    | 46 |
| Tabela 8 - Dados para cálculo de embreagem.....                                  | 49 |

## LISTA DE SÍMBOLOS

|                   |  |
|-------------------|--|
| $P_{max}$         | Potência máxima do motor                         |
| $P_n$             | Potência nominal                                 |
| $P(T_{max})$      | Potência ao máximo torque                        |
| $T_{max}$         | Máximo torque do motor                           |
| $T(P_{max})$      | Torque do motor a potência máxima                |
| $T_n$             | Torque nominal                                   |
| $n(P_{max})$      | Rotação do motor a potência máximo               |
| $n_n$             | Rotação nominal                                  |
| $n_{min}$         | Rotação mínima                                   |
| $n_{max}$         | Rotação máxima                                   |
| $n(T_{max})$      | Rotação do motor ao torque máximo                |
| $F_t$             | Força tangencial                                 |
| $dF_t$            | Derivada de $F_t$                                |
| $\mu$             | Coeficiente de atrito do disco de embreagem      |
| $P$               | Pressão específica                               |
| $r$               | Raio do disco de embreagem                       |
| $dr$              | Derivada de $r$                                  |
| $\emptyset$       | Elemento de ângulo                               |
| $d\emptyset$      | Derivada de $\emptyset$                          |
| $R_e$             | Raio externo do disco de embreagem.              |
| $R_i$             | Raio interno do disco de embreagem               |
| $N$               | Torque a ser transmitido                         |
| $dN$              | Derivada de $N$                                  |
| $F_N$             | Força normal que atua sobre o disco de embreagem |
| $s$               | Área do disco de embreagem                       |
| $ds$              | Derivada de $s$                                  |
| $N_{m\acute{a}x}$ | Torque máximo a ser transmitido                  |
| $F_{tr}$          | Força trativa                                    |
| $T_e$             | Torque disponível no motor [N.m].                |
| $N_{tf}$          | Relação de transmissão final.                    |
| $\eta_{tf}$       | Eficiência do sistema de transmissão total.      |

|          |   |
|----------|---|
| $r_d$    | Raio dinâmico da roda [m].                                    |
| $v$      | Velocidade do veículo [m/s].                                  |
| $m$      | Massa total do veículo carregado [kg].                        |
| $a_x$    | Aceleração na direção x [m/s <sup>2</sup> ].                  |
| $R_r$    | Resistência ao rolamento [N].                                 |
| $R_a$    | Resistência aerodinâmica [N].                                 |
| $R_{ac}$ | Resistência ao aclone [N].                                    |
| $f$      | Coeficiente de atrito de rolamento.                           |
| $W$      | Peso total do veículo [N].                                    |
| $\alpha$ | Inclinação da via.  |
| $a$      | Coeficiente em função do tipo de pneu.                        |
| $b$      | Coeficiente em função do tipo de pneu.                        |
| $c_D$    | Coeficiente de arrasto aerodinâmico.                          |
| $A$      | Área projetada [m <sup>2</sup> ].                             |
| $\rho$   | Massa específica do ar a 15°C e 760mmHg [kg/m <sup>3</sup> ]. |
| $v_{ar}$ | Velocidade relativa do ar [m/s].                              |
| $a_{\%}$ | Inclinação em porcentagem.                                    |
| $t$      | Tempo [s].  |
| $dv$     | Derivada de $v$   |
| $v_f$    | Velocidade final [m/s]  |
| $v_0$    | Velocidade inicial [m/s]                                      |
| $P_r$    | Potência requerida em função da velocidade.                   |
| $dv$     | Derivada de $t$   |
| $t_f$    | Tempo final [s]   |
| $t_0$    | Tempo inicial [m/s]   |

## SUMÁRIO

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1.INTRODUÇÃO .....</b>                       | <b>11</b> |
| 1.1.OBJETIVOS .....                             | 12        |
| 1.1.1 Objetivo Geral .....                      | 12        |
| 1.1.2 Objetivos Específicos .....               | 13        |
| <b>2.SISTEMAS DE TRANSMISSÃO.....</b>           | <b>14</b> |
| 2.1.SISTEMAS DE TRANSMISSÃO MANUAL .....        | 17        |
| 2.2.SISTEMA DE TRANSMISSÃO AUTOMATIZADA.....    | 20        |
| 2.3.TRANSMISSÃO DE DUPLA EMBREAGEM .....        | 22        |
| <b>3.EMBREAGENS.....</b>                        | <b>27</b> |
| 3.1.EMBREAGEM COM DISCO SECO .....              | 27        |
| 3.2.EMBREAGEM EM BANHO DE ÓLEO .....            | 32        |
| 3.3.DUPLA EMBREAGEM .....                       | 33        |
| <b>4.METODOLOGIA .....</b>                      | <b>35</b> |
| <b>5.MEMORIAL DE CÁLCULO DE EMBREAGENS.....</b> | <b>37</b> |
| <b>6.DADOS VEÍCULO .....</b>                    | <b>41</b> |
| <b>7.DESEMPENHO NA ACELERAÇÃO .....</b>         | <b>45</b> |
| 7.1.RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO.....               | 45        |
| 7.2.RESISTÊNCIA AERODINÂMICA.....               | 46        |
| 7.3.RESISTÊNCIA AO ACLIVE.....                  | 47        |
| <b>8.ANÁLISES E RESULTADOS .....</b>            | <b>49</b> |
| 8.1.CÁLCULO DE EMBREAGEM .....                  | 49        |
| 8.2.COMPARATIVO DESEMPENHO EM ACELERAÇÃO.....   | 50        |
| <b>9.CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>             | <b>59</b> |
| <b>REFERÊNCIAS.....</b>                         | <b>62</b> |
| <b>ANEXO .....</b>                              | <b>64</b> |

## 1. INTRODUÇÃO

Desde a invenção da roda, muito se desenvolveu na intenção de aproveitar seu movimento. Tão importante quanto, o motor trouxe grandes avanços para a humanidade. Historicamente, ambos sofreram grandes inovações e evoluções, almejando sempre maior eficiência e rendimento no transporte de pessoas e cargas. Entretanto, controlar e otimizar a energia fornecida pelo motor até sua transformação em movimento da roda é função de sistemas específicos.

Um desses sistemas é a caixa de câmbio. Sua função é transmitir o torque disponível no motor ao sistema de transmissão, possibilitando assim o movimento do carro em diferentes velocidades, satisfazendo os requisitos impostos ao veículo pela estrada, condutor e ambiente (NAUNHEIMER et al., 2011). Transmissões automotivas entregam maior potência específica quando comparadas com as industriais, uma vez que aquelas projetadas para diferentes velocidades, enquanto as transmissões industriais são concebidas para longa vida útil.

A competitividade técnica e econômica é de extrema importância. Além do desempenho do veículo na condução e transportes de passageiros, as transmissões são essenciais no que diz respeito a sua confiabilidade, influência no consumo, facilidade de operação e segurança veicular.

Atualmente, continua se buscando, mas é difícil encontrar grandes inovações nos sistemas de transmissão, e sim, evolução dos modelos já existentes. Uma dessas importantes evoluções refere-se ao uso da dupla embreagem inventada no final da década de 1930 pelo francês Adolphe Kégresse, ex-empregado da Citroën. Porém, seu uso se deu apenas nos anos 1980 em carros de corrida como o Audi Sport Quattro S1 e Porsche 962 (KOIFMAN, 2013). Para carros de passageiros, a primeira utilização de produção em série foi feita em 2003. O carro em questão foi o Volkswagen Golf MK4 R32 (NAUNHEIMER et al., 2011).

O princípio de funcionamento da transmissão com dupla embreagem é utilizar dois discos de embreagem substituindo o a embreagem simples em transmissões manuais. Um disco é responsável por acionar as marchas pares (2ª, 4ª, 6ª ...) e a ré, enquanto o outro é responsável pelas ímpares (1ª, 3ª, 5ª ...) possibilitando assim uma

troca entre marchas mais rápida devido a embreagem seguinte estar sempre pré-acionada. Esse mecanismo diminui o tempo de interrupção de força trativa gerada, por exemplo, no acionamento da embreagem convencional, aproveitando, dessa maneira, o máximo possível da energia liberada pelo motor, com menor descontinuidade. O sistema não utiliza pedal para acionamento, empregando controladores eletrônicos e hidráulicos para exercer essa função (NAUNHEIMER et al., 2011).

Este trabalho proporciona uma visão sobre dois dos sistemas de transmissão utilizados no setor automotivo, os que utilizam embreagens convencionais e os que utilizam dupla embreagem, estabelecendo um paralelo entre ambos e caracterizando e detalhando o princípio de funcionamento dos mesmos.

Posteriormente, foi feita uma análise técnica por meio de buscas bibliográficas e selecionados os critérios de avaliação para efetivar a comparação. Foram apresentados cálculos essenciais para o projeto de uma embreagem empregando os parâmetros necessários, como por exemplo, o torque fornecido pelo motor e a relação de transmissão.

Foi desenvolvido uma comparação no desempenho em aceleração, para efeito de comparação entre os sistemas, evidenciando a troca de marchas, para dupla e embreagem convencional, a fim de mostrar as diferenças dos sistemas e os possíveis ganhos entre um e outro.

Para essa análise foram utilizados os dados de um veículo Golf, tais como parâmetros do motor, como curva de torque e potência, dados gerais do veículo e as relações de transmissão, entre outros. E ainda as resistências que limitam o movimento do automóvel, como de inércia, aerodinâmica e ao rolamento.

## 1.1.OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Comparar sistemas de transmissão que utilizam embreagem convencional e dupla embreagem empregados na indústria automotiva.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

- Apresentar as variedades de transmissão utilizadas com embreagem;
- Desenvolver memorial de cálculo para embreagens;
- Apresentar as diferenças existentes entre os sistemas com embreagem convencional simples e dupla;
- Evidenciar as vantagens e desvantagens da utilização de dupla embreagem;
- Comparar a troca de marchas dos sistemas;
- Comparar o desempenho na aceleração.

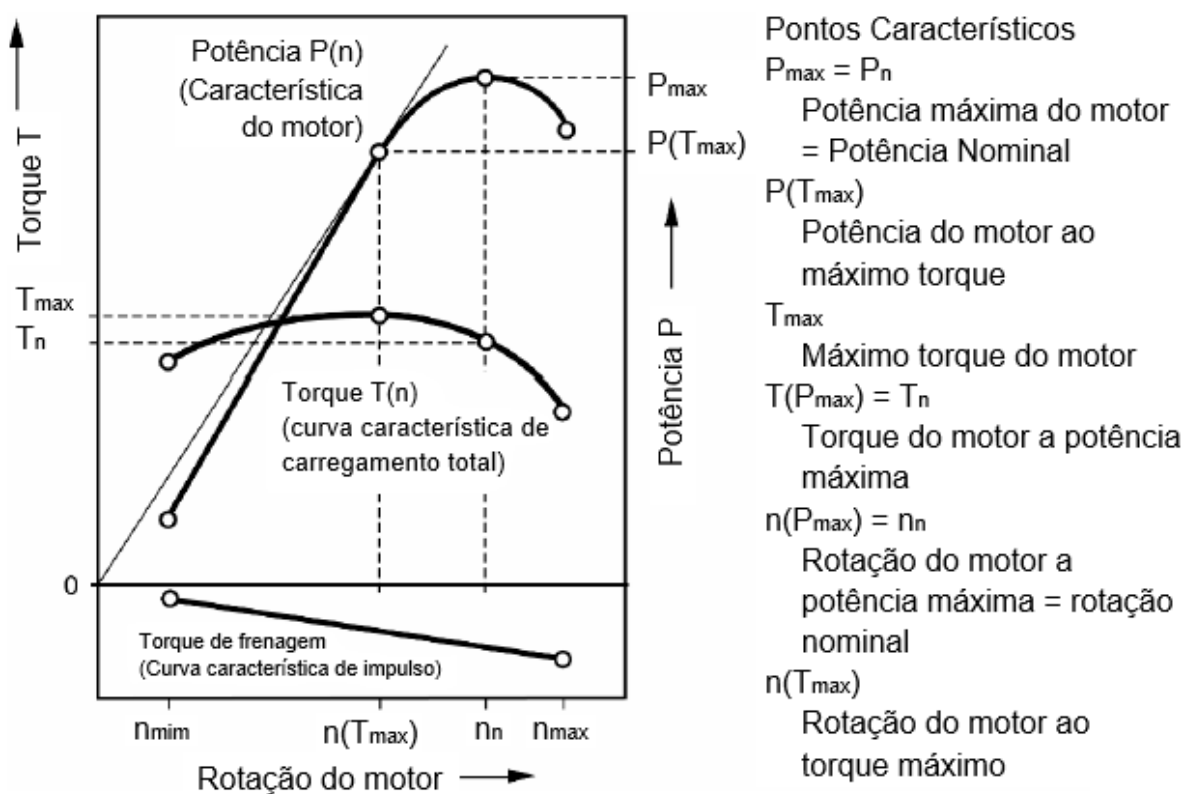


## 2. SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

A função de um sistema de transmissão é transmitir o torque disponível no motor às rodas, possibilitando assim o movimento do carro em diferentes velocidades e satisfazendo os requisitos impostos ao veículo pela estrada, condutor e ambiente. Com isso, fornece as forças de tração e impulsão necessárias para movimentar o veículo (NAUNHEIMER et al., 2011).

Os motores trabalham em determinadas faixas de rotação, limitada pela rotação lenta e máxima. Os valores característicos de potência e torque por toda a faixa de rotação do motor bem como seus valores máximos são apresentados na Figura 1. Dessa maneira, as relações de transmissão, adaptam o torque disponível à força de tração requerida (BOSCH, 2005).

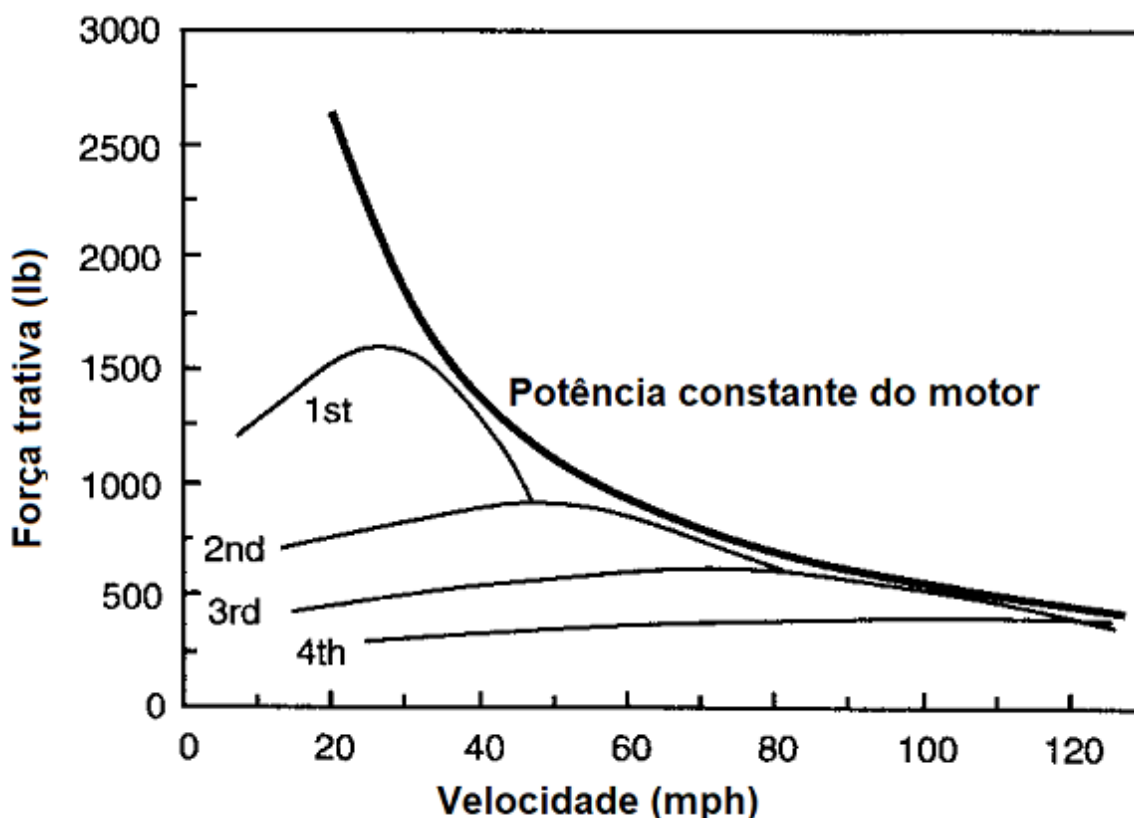
Figura 1 - Curva característica de um motor de combustão interna



Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al. (2011).

Como mencionado anteriormente, os motores trabalham com valores característicos de potência e torque ao longo das faixas de rotação, Figura 1. Dessa maneira, para melhor aproveitar a potência e torque, é utilizada a caixa de câmbio onde são selecionadas diferentes relações de transmissão para cada marcha. Quanto menor for a marcha, maior será a relação de transmissão buscando maior torque e possibilitando sair da inércia e vencer arrancadas, situações que necessitam de torque e não de potência. Quanto maior for a marcha, maior será a relação de transmissão, em busca de maior potência, situações onde o carro já se encontra em movimento e busca ganhar velocidade, necessitando de potência e não de torque. A Figura 2 mostra um diagrama de força trativa versus velocidade. Podemos ver que na 1ª marcha teremos maior disponibilidade de torque, em busca de maior força trativa, e para a 4ª marcha teremos menor torque, necessitando menos força trativa, porém aproveitando a potência fornecerá as maiores velocidades.

Figura 2 - Diagrama de força trativa x velocidade.



Fonte: adaptado de GILLESPIE (1992)

A Figura 2 ainda apresenta a curva de potência constante do motor, que é igual a curva de potência máxima do motor, ou seja, o limite máximo de força trativa disponível em cada velocidade. A área entre as curvas de cada marcha e a curva de

potência constante máxima do motor é indicada como a deficiência do sistema de transmissão em prover o máximo de desempenho disponível pelo motor (GILLESPIE, 1992).

A transmissão nos automóveis tem configurações distintas de acordo com a posição do motor e o eixo de tração, como vemos na Tabela 1 (BOSCH, 2005).

Tabela 1 - Concepção de transmissões

| <b>Tipo de transmissão</b> | <b>Posição do motor</b>                | <b>Eixo de tração</b>      |
|----------------------------|--|----------------------------|
| Padrão                     | Frontal                                | Eixo traseiro              |
| Tração dianteira           | Frontal, longitudinal ou transversal   | Eixo dianteiro             |
| Tração total               | Frontal, raramente traseira ou central | Eixos dianteiro e traseiro |
| Tração traseira            | Traseira                               | Eixo traseiro              |

Fonte: Adaptado de BOSCH (2005).

Segundo Bosch (2005), os elementos de transmissão têm como funções principais:

- Parar o veículo, mesmo com o motor em funcionamento.
- Efetuar o procedimento de partida.
- Proporcionar movimento para frente e para trás.
- Permitir rotações diferentes das rodas motrizes em curvas.
- Possibilitar ao propulsor operar na faixa ideal de consumo de emissões.

No sistema de transmissão, a embreagem possibilita a parada, o arranque e interrupção da transmissão de torque. Durante o arranque, a embreagem sincroniza a diferença de rotação entre o motor e transmissão, bem como quando são necessárias trocas de marchas, interrompendo a transmissão de torque. Em transmissões automáticas, o conversor hidrodinâmico de torque assume o processo de arranque. A caixa de câmbio modifica o torque e rotação do motor acomodando-se a necessidades operacionais (BOSCH, 2005).

## 2.1. SISTEMAS DE TRANSMISSÃO MANUAL

Transmissões manuais são aquelas em que tanto as trocas de marcha quanto o acionamento da embreagem são feitas de formas manuais pelo condutor (NAUNHEIMER et al., 2011).

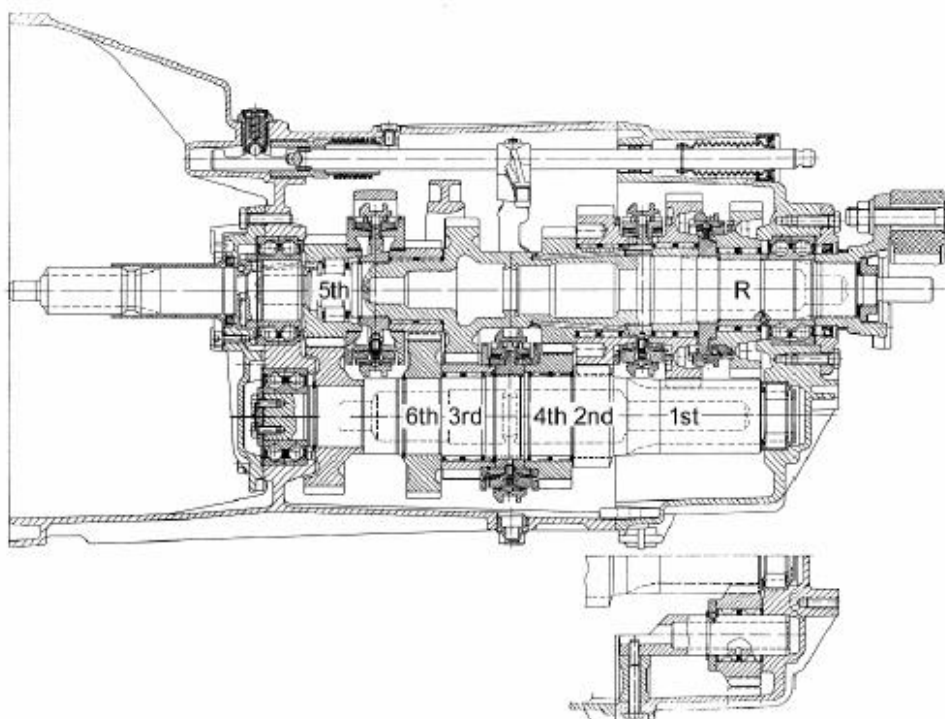
Os elementos básicos de uma transmissão manual, segundo Bosch (2005) são:

- Embreagem, para arranque e acoplamento desacoplamento, com disco seco, podendo ser simples ou duplo.
- Caixa de mudanças com relação de transmissão variável.
- Mecanismo de troca de marchas com alavanca de câmbio.

A força necessária para a seleção e troca de marchas é transmitida por meio de articulações e cabos tensores. A engrenagem ativa no eixo da caixa de mudanças é fixada por acoplamentos de garra e anéis sincronizadores. A rotação dos elementos que serão engrenados deve ser sincronizada sempre antes de efetuar-se uma troca (BOSCH, 2005).

Predominantemente as caixas de transmissão para veículos leves possuem 5 ou 6 marchas, Figura 3, dependendo das necessidades de projeto.

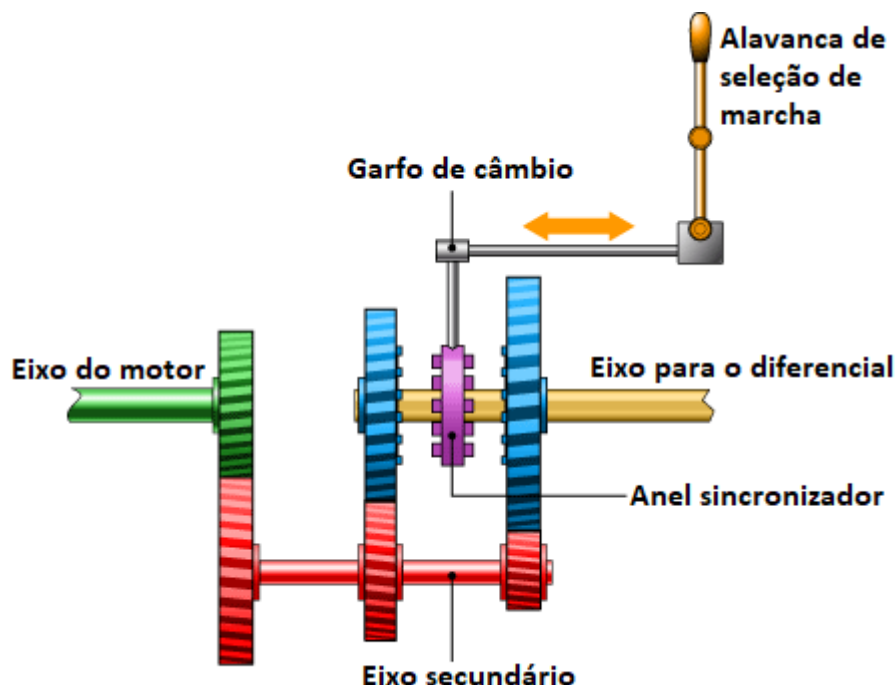
Figura 3 - Caixa de câmbio manual de 6 velocidades (Getrag 286)



Fonte: NAUNHEIMER et al (2011).

A *Figura 4* apresenta um modelo para facilitar a compressão do funcionamento de uma transmissão manual.

Figura 4 - Modelo de transmissão manual



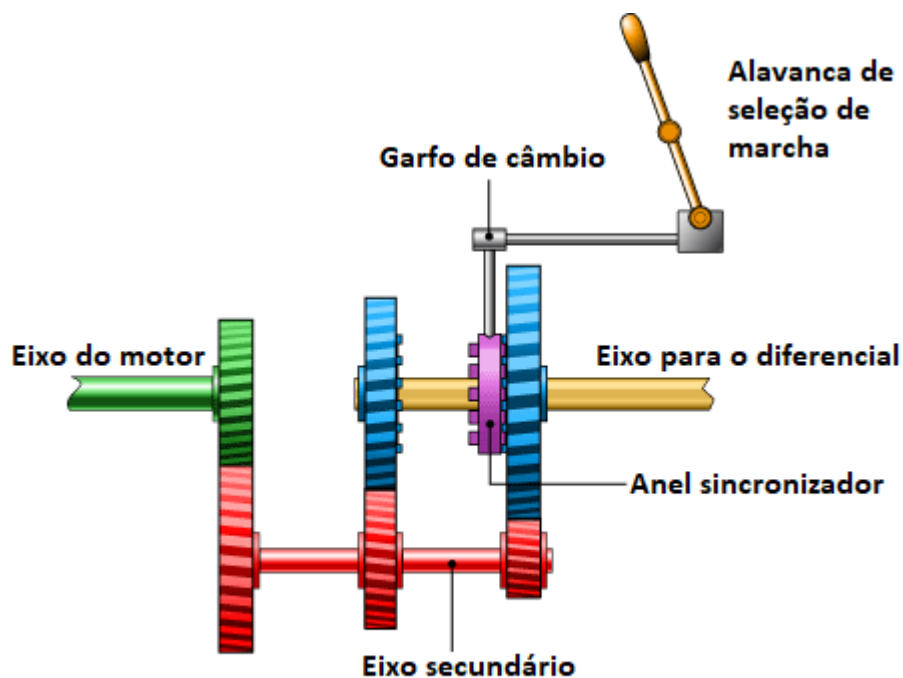
Fonte: Adaptado de BRAIN; THREEWITT (2018)

Sendo os principais componentes de uma caixa de câmbio manual:

- Pares de engrenagens;
- Anéis sincronizadores;
- Eixos de transmissão;
- Alavanca de seleção de marcha;
- Embreagem.

Tudo se inicia com o acionamento da embreagem, permitindo assim o desacoplamento do anel sincronizador, e permitindo assim, selecionar uma marcha por meio da alavanca. Com a seleção realizada, e o acoplamento do anel sincronizador na engrenagem referente a marcha escolhida, a embreagem deve ser liberada, finalizando a operação. Assim o movimento gerado pelo motor pode ser transmitido, por intermédio dos pares de engrenagens e eixos de saída. A *Figura 5* apresenta um modelo com a marcha selecionada, e o anel sincronizador acoplado a engrenagem devida.

Figura 5 - Modelo de transmissão manual com marcha selecionada

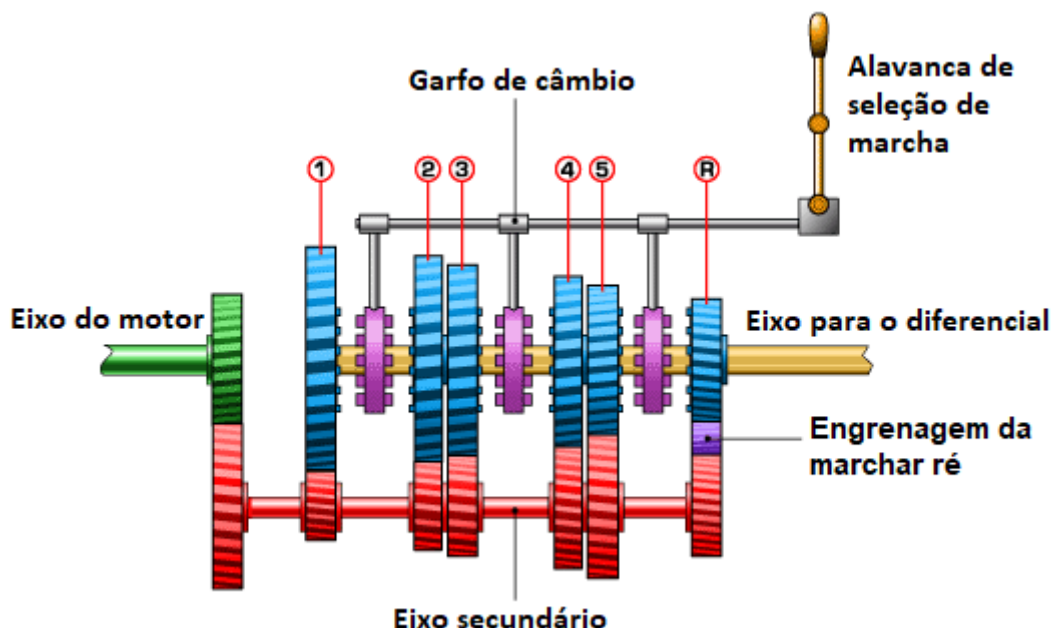


Fonte: Adaptado de BRAIN; THREEWITT (2018)

Para a troca de marchas o processo é o mesmo. Aciona-se a embreagem, desacopla-se o anel sincronizador, seleciona-se a próxima marcha e acopla-se a engrenagem desejada.

A Figura 6 mostra um modelo real de transmissão manual, com 6 marchas, sendo uma delas a ré possibilitando diferentes relações de transmissão. Na marcha ré, diferente dos outros pares de engrenagem, existe uma engrenagem intermediária, que serve para fazer a reversão do movimento.

Figura 6 - Modelo real de transmissão manual



Fonte: Adaptado de BRAIN; THREEWITT (2018)

Assim, de acordo com a necessidade do veículo, o condutor seleciona a marcha apropriada e o processo é realizado, acoplando o anel sincronizador no par de engrenagens devido.

## 2.2. SISTEMA DE TRANSMISSÃO AUTOMATIZADA

Nas transmissões automatizadas, os processos de troca de marchas realizados pelo motorista são assumidos por atuadores hidráulicos comandados por sistemas eletrônicos. Essas trocas envolvem o acionamento de embreagem e, por consequência, interrupção de força de tração (BOSCH, 2005).

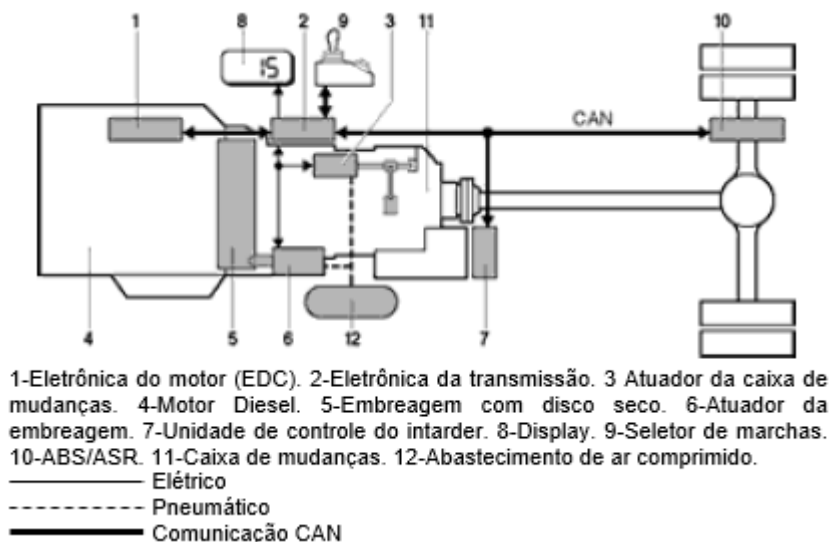
Esses sistemas contribuem consideravelmente para a eficiência na troca de marcha e para a economia. (BOSCH, 2005).

Nesse sistema, tanto o acionamento da embreagem quanto a mudança de marchas são realizadas por um sistema auxiliar, seja ele, elétrico, hidráulico ou pneumático. O sinal para essa troca é gerado por um controlador eletrônico (NAUNHEIMER et al., 2011).

Em transmissões automatizadas, tanto a caixa de câmbio, quanto os elementos de arranque são automatizados com a possibilidade de haver uma alavanca ou tecla para o controle das trocas de marcha pelo motorista, sobrepondo

assim o controle automático. A Figura 7 mostra o esquema de uma transmissão automatizada, bem como seus componentes (BOSCH, 2005).

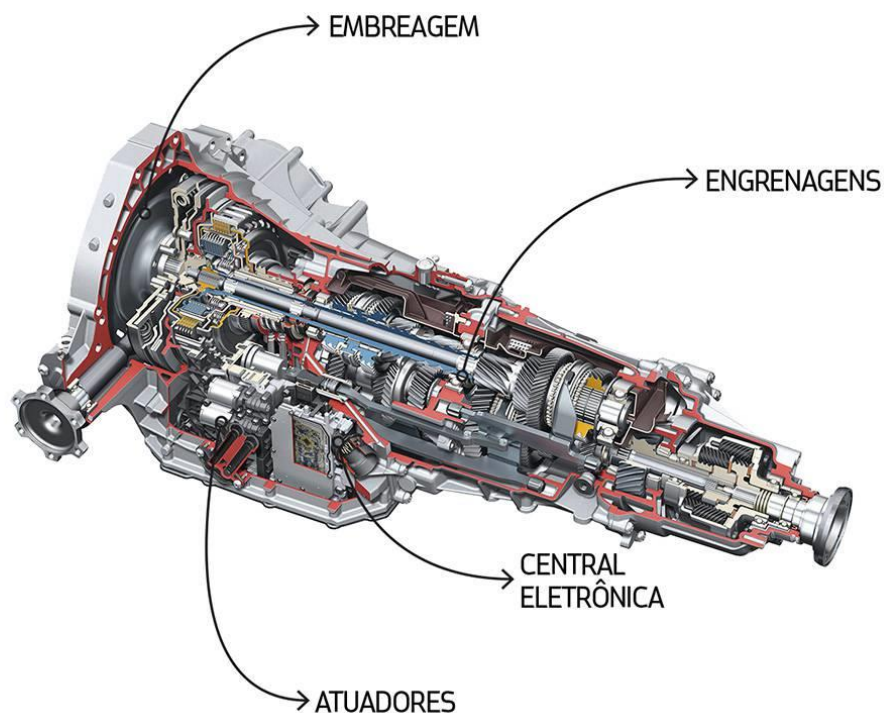
Figura 7 - Transmissão automatizada (esquemática)



Fonte: adaptado de BOSCH (2005).

A Figura 8 apresenta uma vista em corte de uma transmissão automatizada, mostrando a embreagem, engrenagens, atuadores e central eletrônica.

Figura 8 - Transmissão Automatizada



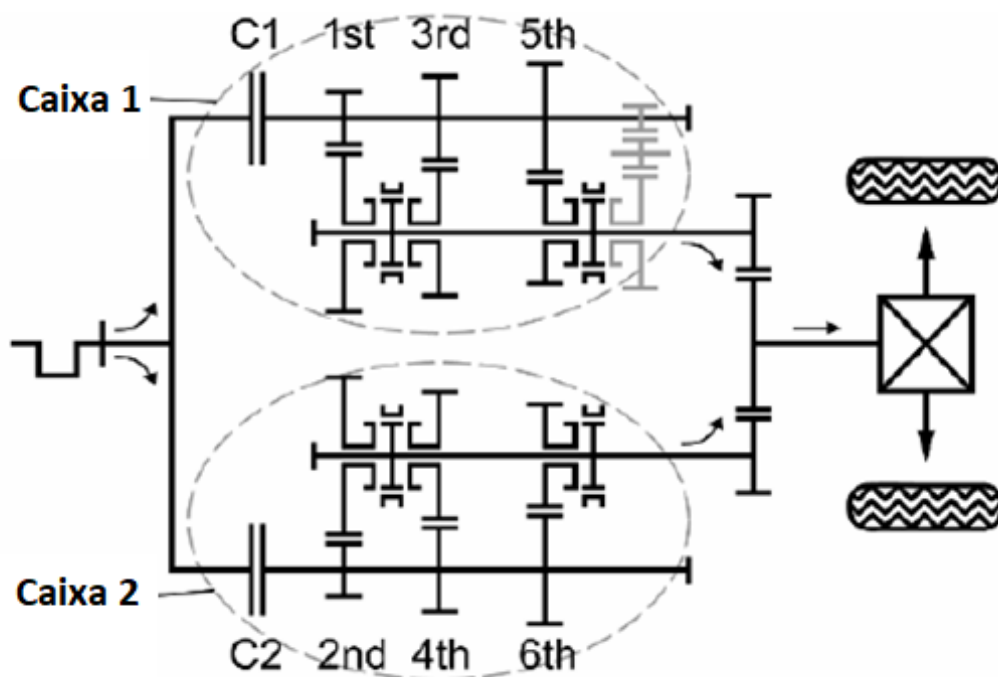
Fonte: Quatro Rodas (2018).



### 2.3. TRANSMISSÃO DE DUPLA EMBREAGEM

O objetivo deste conceito é combinar as vantagens das transmissões manuais e automáticas. Obtendo auto nível de eficiência das transmissões manuais e sua relação de transmissão que é livremente selecionável em amplas gamas, bem como sua esportividade e dinâmica de condução. E atingindo também, a facilidade de manipulação e conforto das transmissões automáticas.

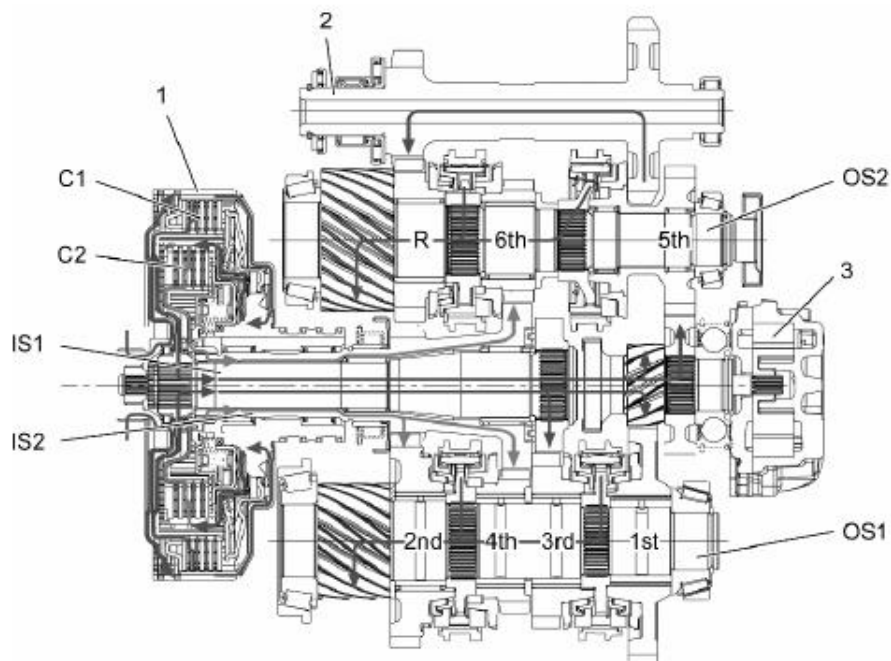
Figura 9 - Princípio do projeto de transmissão com dupla embreagem.



Fonte: NAUNHEIMER et al (2011).

O princípio deste modelo baseia-se na ideia de duas subcaixas independentes, cada uma conectada ao volante motor através da embreagem, como vemos na Figura 9. Uma caixa contém as engrenagens ímpares (1ª, 3ª, 5ª ...) e a outra as engrenagens pares (2ª, 4ª, 6ª ...) e a marcha ré (NAUNHEIMER et al., 2011). A Figura 10 e a Figura 11 mostram uma transmissão de dupla embreagem de 6 velocidades feita pela Volkswagen que entrou em produção em 2003 (NAUNHEIMER et al., 2011).

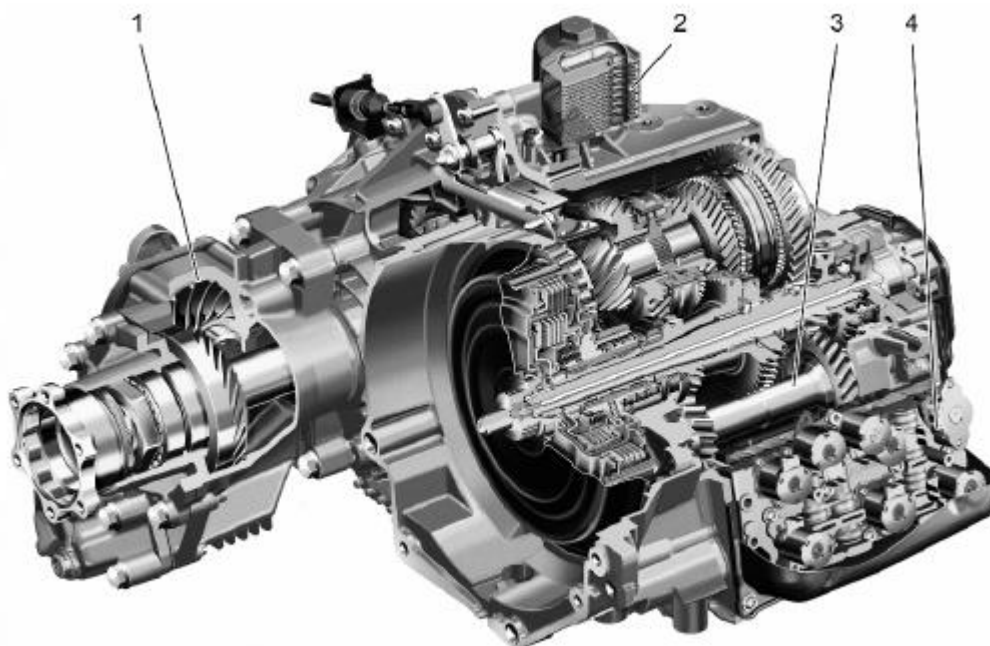
Figura 10 – Diagrama de Transmissão de 6 velocidades DCT VW DSG®.



Fonte: NAUNHEIMER et al (2011).

O diagrama de transmissão acima, Figura 10, é referente a transmissão apresentada abaixo, Figura 11.

Figura 11 – Transmissão de 6 velocidades DCT VW DSG®.

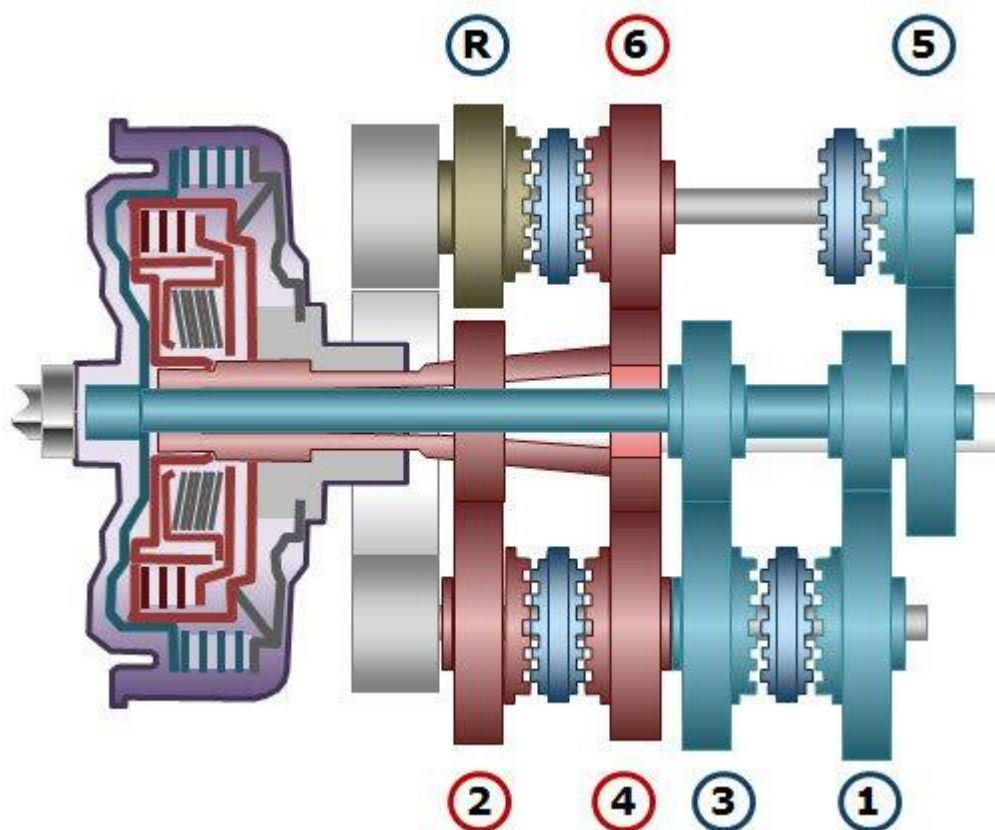


1-Caixa de transmissão para tração integral. 2-radiador de óleo. 3-Eixo de engrenagem da ré. 4-Módulo mecatrônico.

Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

Em projetos atuais a disposição das embreagens não é feita da forma descrita anteriormente, como visto nas Figura 10 e Figura 11, mas sim pelo alinhamento dos eixos, visando economia de espaço. Assim um dos dois eixos de entrada é vazado, Figura 12 e Figura 15.

Figura 12 - diagrama de transmissão com dupla embreagem.



Fonte: CONTESINI (2014).

A Figura 13 mostra uma dupla embreagem, evidenciando os dois discos, em vermelho e azul. Ambas alinhadas para o mesmo eixo.

Quando ocorre na operação do veículo em que é requerido uma mudança de marcha, por exemplo da segunda para a terceira, a embreagem das marchas pares é desacoplada e simultaneamente a das marchas ímpares é acoplada. Realizando a troca e consequentemente, o fluxo de transmissão de energia não é interrompido.

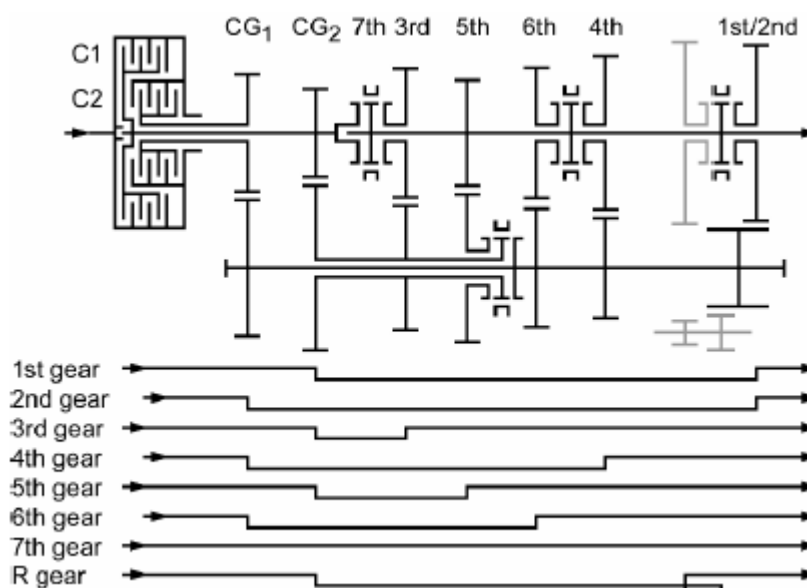
A Figura 14 mostra o diagrama de uma transmissão de dupla embreagem de 7 marchas (NAUNHEISMER et al., 2011).

Figura 13 - Dupla embreagem



Fonte: Kimmig e Agner (2008)

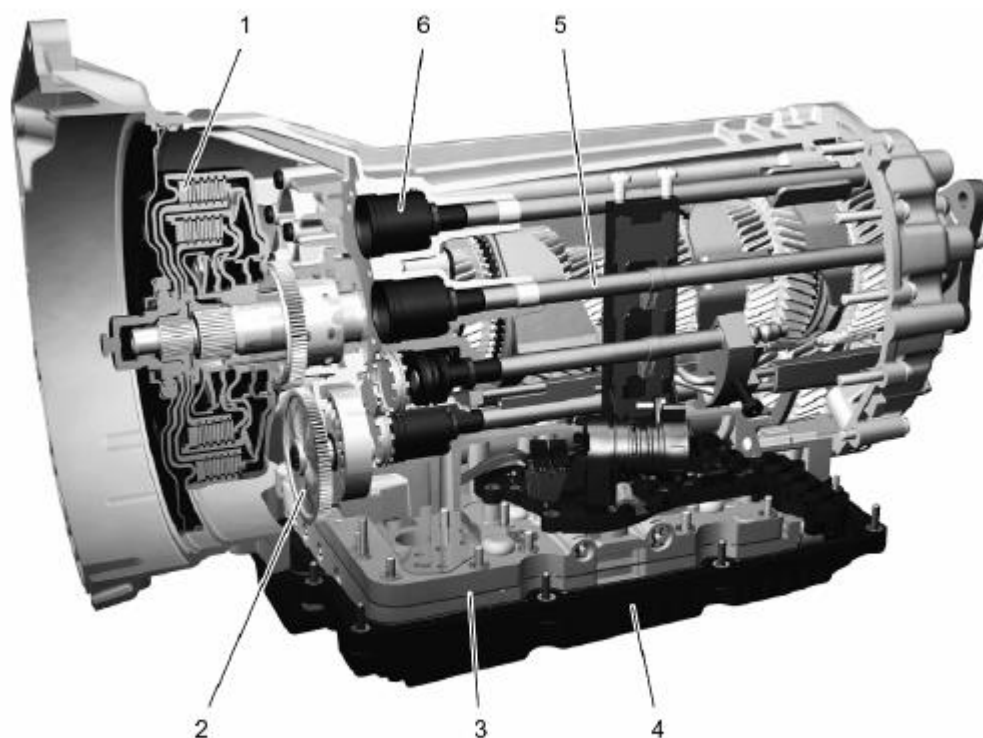
Figura 14 - Diagrama de uma transmissão de 7 velocidades.



Fonte: NAUNHEIMER et al (2011).

O diagrama de marcas apresentado acima, na Figura 14, é referente a transmissão apresentada abaixo, Figura 15.

Figura 15 - Transmissão de dupla embreagem de 7 velocidades (ZF 7 DCT 50).



1-Dupla embreagem. 2-Bomba de óleo. 3-módulos hidráulicos /mecatrônicos. 4-cárter. 5-barras seletora. 6-cilindros de mudança de dupla ação.

Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

### 3. EMBREAGENS

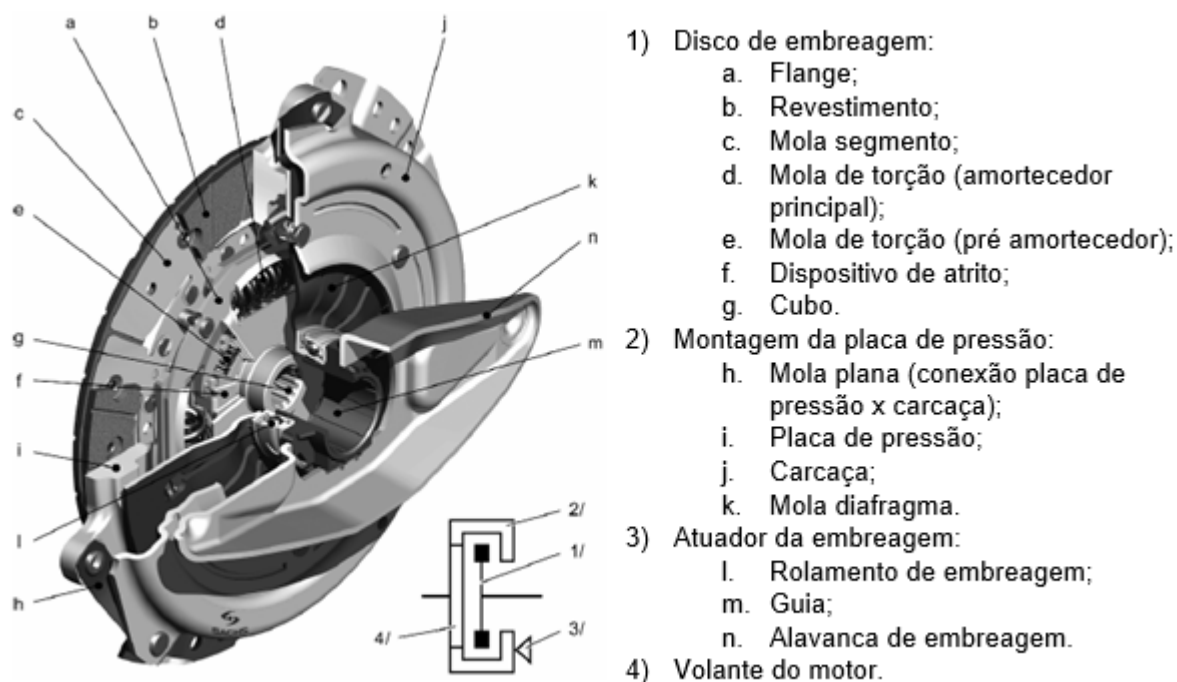
Em sistemas de transmissão, a embreagem é utilizada para que o processo de troca de marchas ocorra de forma a possibilitar a troca de marcha sem esforço e ruído.

As embreagens ainda são classificadas de acordo com seu modo de funcionamento. Sendo seca (dry) ou úmida (wet). As úmidas trabalham banhadas em óleo, e são usadas para aplicações de alto torque uma vez que operam em situações com mais energia e calor mais intenso. Assim, o óleo ajuda no arrefecimento do câmbio. Porém, essa configuração traz mais perdas mecânicas, devido a necessidade de o óleo ser bombeado através da caixa, para atingir as engrenagens e arrefece-las. As secas são mais eficientes, devido ao volume de óleo reduzido no sistema, pois operam em faixas de torques menores. A transmissão DSG da Volkswagen, por exemplo, usa embreagem seca para motores com até 250 Nm (25,5 mkgf), enquanto a Ford adota embreagem seca em seu *PowerShift* para aplicações de até 280 Nm de torque (28,5 mkgf) (CONTESINI, 2014).

#### 3.1. EMBREAGEM COM DISCO SECO

Em embreagens secas, o torque do motor é transmitido pelo volante do motor (4 - Figura 16), conjunto platô (2 - Figura 16) e disco de embreagem (1 - Figura 16) ao eixo de entrada da transmissão. Durante o engate, diferentes velocidades entre o conjunto da platô e disco de embreagem causam fricção deslizante, o que gera calor e desgaste (NAUNHEIMER et al., 2011).

Figura 16 - Embreagem disco seco (ZF Sachs)



Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

Como visto na Figura 16, os principais componentes do disco de embreagem são a flange (a), o revestimento (b), a mola segmento (c), para um deslocamento mais suave durante o acoplamento, um sistema de mola de torção, sendo o amortecedor principal (e) e pré amortecedor (d), para redução de vibração torcional induzida pelo motor, bem como o cubo que conecta o disco de embreagem ao cubo (g).

Em termos de revestimentos em discos de embreagem a seco existem três tipos a saber (NAUNHEIMER et al., 2011):

- Revestimentos orgânicos, são por questão de conforto, utilizados principalmente no setor automobilístico. Consistem em fios (principalmente de fibra de vidro, aramida e celulose, com latão ou fio de cobre), que são incorporados em resinas, borrachas e enchimentos. O disco de revestimento orgânico é normalmente rebitado à mola segmento do disco de embreagem.
- Revestimentos de sinterização metálica (cerâmica), são utilizadas para cargas pesadas, especialmente para tratores ou máquinas de escavação. O material de revestimento é sintetizado diretamente no flange ou rebitado a elas. Utilizado mais em veículos específicos ou competição.

- E por fim, revestimento de carbono. São um subgrupo de revestimentos orgânicos, as fibras de carbono, inseridas nos revestimentos para aumentar a rigidez e a resistência a temperatura. Devido ao seu alto custo e reduzido conforto de deslocamento, sua mais comum aplicação se dá em veículos de competição.

Os sulcos radiais e estrias, são quase que de uso exclusivo de embreagens secas. Eles correm em linha reta do raio interno do disco até o seu diâmetro externo. As estrias promovem a remoção da abrasão gerada, melhoram a circulação de ar, assim, refrigerando e evitando a adesão nas superfícies de rolamento do revestimento do disco.

A mola segmento está entre os discos de revestimento da embreagem, trazendo elasticidade axial. A placa de pressão da embreagem (i), deve primeiro ir contra a força de amortecimento das molas segmento, pressionando a embreagem (1) contra o volante do motor (4), assim, tornando o acoplamento, ou engajamento, mais suave.

A deflexão é realizada por meio de segmentos de chapa de aço corrugado, e geralmente, tem um curso de mola axial de 0,5 a 1,0 mm. Outras vantagens são características de desgaste favoráveis, bem como um padrão de contato melhorado, levando a uma distribuição de calor mais homogênea.

Basicamente, existem quatro tipos de molas segmento (NAUNHEIMER et al., 2011):

- Deflexão simples do segmento: rebitagem dos revestimentos em segmentos finos e curvos, que são rebitados por sua vez no flange.
- Deflexão de segmento duplo: rebitagem dos revestimentos em dois segmentos que atuam de maneira contrária, um sobre o outro.
- Deflexão de placa múltipla: rebitagem dos revestimentos nas molas amortecedoras que são ranhuradas e corrugadas na franja externa.
- Deflexão da placa intermediária: usada em veículos comerciais. Rebitagem dos revestimentos em molas segmento, em segmentos curvos que são conectados em um lado com uma placa intermediária.

Juntamente com o sistema amortecedor, o sistema integrado de molas de torção serve para reduzir a vibração torcional, devido a velocidade crítica do eixo, e também, a irregularidades existente na ignição do motor de combustão interna, ou

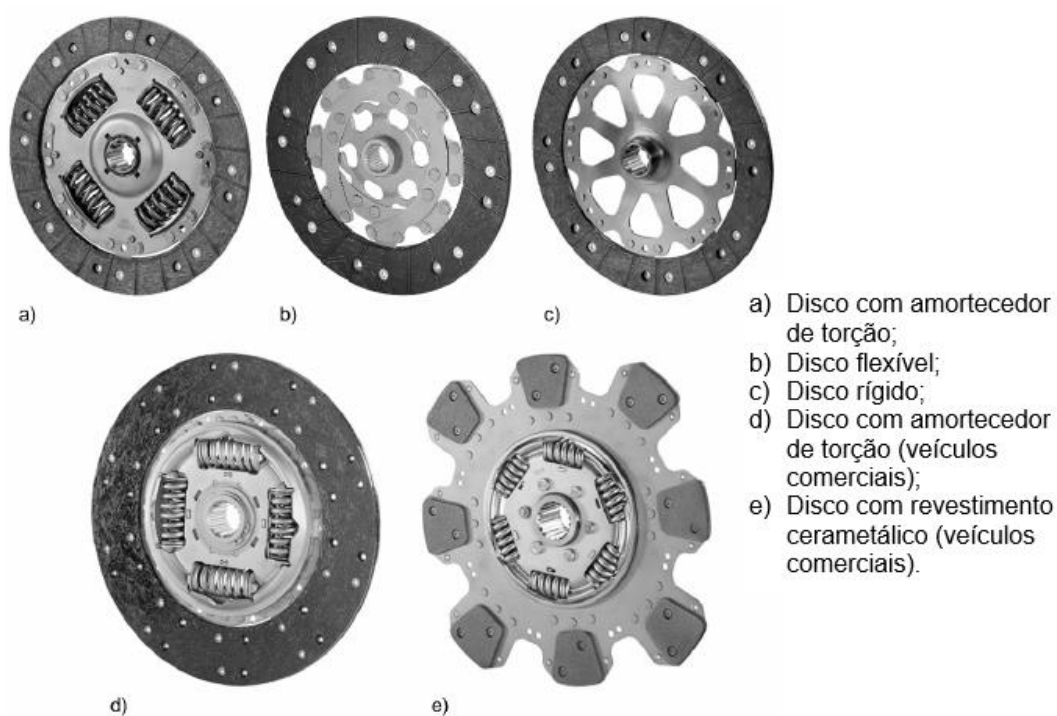


mudança de carga, quando há rápida ativação do pedal do acelerador ou embreagem. Este amortecimento de vibração torcional consiste de um dispositivo de fricção (f), bem como pacote de torção definida para cada operação, dirigindo ou parado.

O sistema de mola de torção é projetado principalmente com molas de compressão de bobinas, dispostas axissimetricamente com relação ao cubo. Por meio do uso de várias molas, podem ser criados vários níveis de amortecimento de vibração de torção, levando a um perfil característico do amortecedor progressivo (NAUNHEIMER et al., 2011).

O principal componente da embreagem, o disco, pode ter diferentes concepções, conforme mostra a Figura 17. Variando de acordo as com necessidades de projeto.

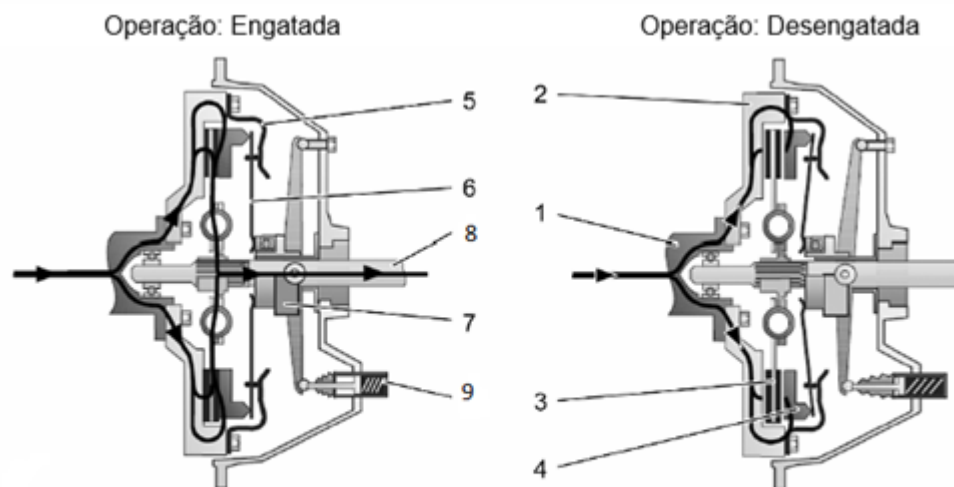
Figura 17 - Discos de embreagem (ZF Sachs)



Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

Quando a embreagem estiver acoplada, tanto o platô e o disco de embreagem estarão pressionados contra o volante do motor, fazendo-os girarem solidários, possibilitando a transmissão de torque (Figura 18). Para desacoplar a embreagem, é aplicado força no centro do platô, normalmente por um rolamento, aliviando assim a pressão da mola diafragma e permitindo o desacoplamento (BOSCH, 2005).

Figura 18 - Esquema de operação embreagem

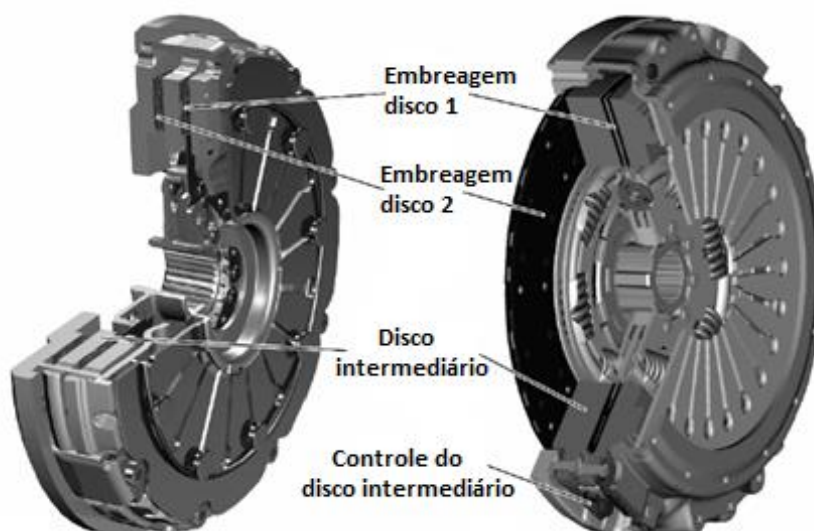


1- Motor virabrequim; 2- Volante; 3- Disco de embreagem; 4- Placa de pressão; 5- Carcaça; 6- Mola diafragma; 7- Dispositivo de acionamento; 8- Eixo de entrada da transmissão; 9- Cilindro escravo.

Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

Em situações de necessidade de transferência de maior torque, em caso de veículos esportivos e comerciais por exemplo, embreagens de um disco encontram limitações, suportando menos torque e potência. Assim, são usadas embreagens multidiscos, normalmente 2 discos, Figura 19, obtendo maior capacidade de transferência de torque e condução térmica.

Figura 19 – Embreagem multidisco (ZF Sachs MF2/228)



Fonte: adaptado de NAUNHEISMER et al (2011).

### 3.2. EMBREAGEM EM BANHO DE ÓLEO

A embreagem em banho de óleo, ou úmida, tem elevada capacidade térmica, pois o óleo dissipa calor. Figura 20 apresenta um modelo de embreagem úmida. Entretanto suas perdas por arrasto na posição acoplada, são sensivelmente piores que as da embreagem seca (BOSCH, 2005).

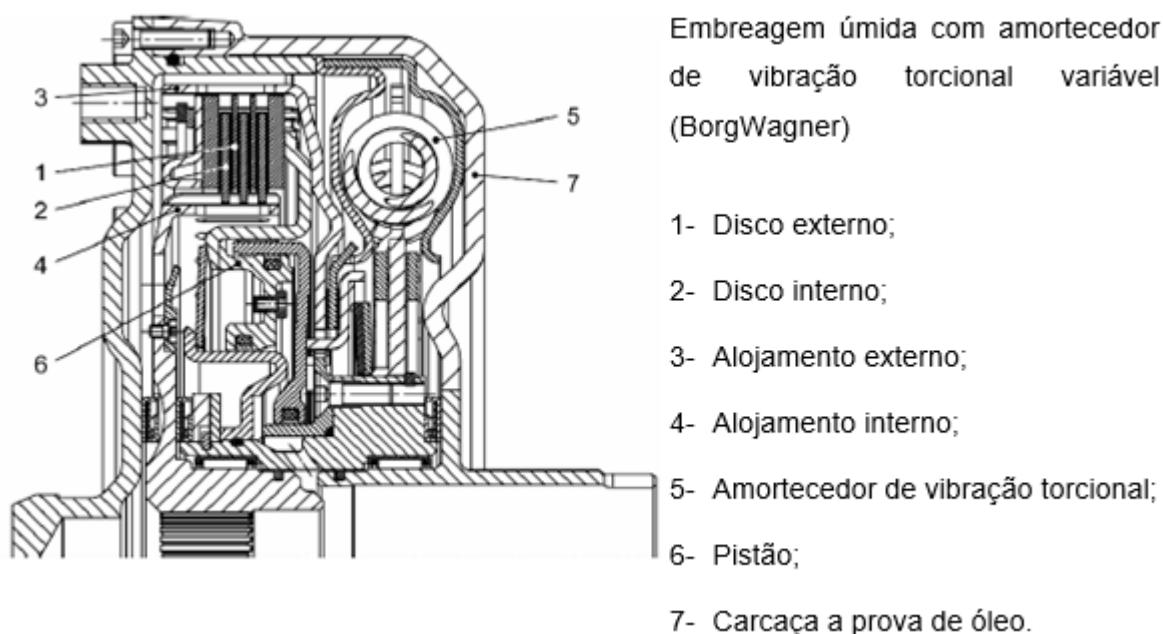
As embreagens em banho de óleo são mais utilizadas em caixas de transmissão de variação contínua. O uso em caixas de câmbio sincronizadas é problemático devido a elevada sobrecarga de sincronização, por causa da viscosidade do óleo (BOSCH, 2005).

Embreagens duplas úmidas podem ser acionadas eletromecânica e eletro hidráulicamente. A unidade hidráulica necessária para acionar e resfriar a embreagem consiste em uma bomba para fornecer o fluxo de óleo de resfriamento e para acionar a embreagem, bem como um bloco de válvula para controle.

Segundo Naunheimer (2011), dentre as vantagens das embreagens úmidas, são elas:

- Menor momento de inércia, dependendo do tipo de sistema de amortecimento;
- Requisito de espaço de instalação menor;
- Alta relação potência/peso;
- Grande capacidade de torque;
- Alta capacidade de calor;
- Alta durabilidade com baixo desgaste;
- Boa controlabilidade.

Figura 20 - Embreagem em banho de óleo ou úmida



Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

Para reduzir a vibração torcional, utiliza-se um amortecedor de vibração torcional (5, Figura 20). Isso é idealmente integrado com a dupla embreagem na câmara úmida. O amortecedor de vibrações de torção também pode, no entanto, ser colocado no espaço seco entre o motor e a embreagem dupla.

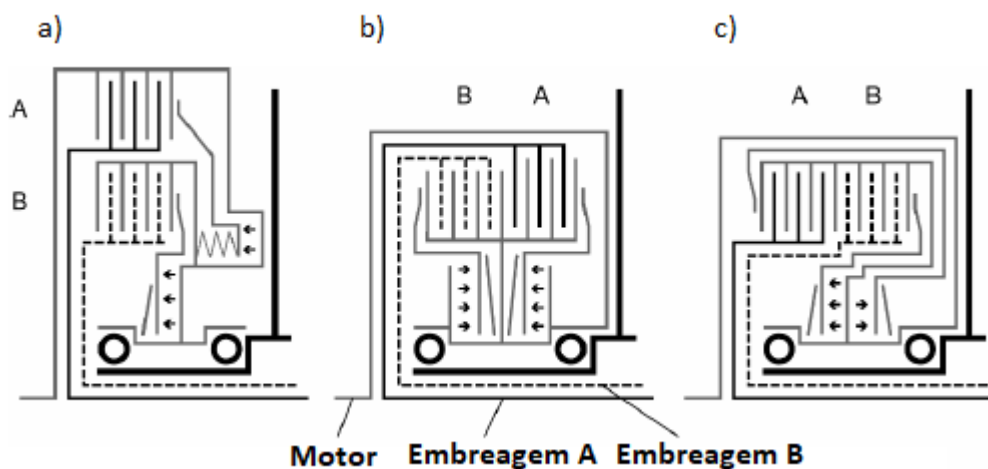
### 3.3. DUPLA EMBREAGEM

Dupla embreagem seca é normalmente utilizada em motores com torque abaixo de 250 Nm. Dupla embreagens úmidas permitem maior troca de energia comparadas com dupla embreagens secas, e são usadas em veículos com maior torque, acima de 250 Nm (NAUNHEIMER, 2011).

A respeito da montagem de dupla embreagem, como vemos na Figura 21, podemos distinguir em duas:

- Radial (concêntricas);
- Axial (paralelas).

Figura 21 - Diagramas de montagem de dupla embreagem



Fonte: adaptado de NAUNHEIMER et al (2011).

O esquema a) da Figura 21 está arranjado radialmente, concêntrico, já os esquemas b) e c) estão arranjados radialmente, paralelas.

Dupla embreagens concêntricas são especialmente designadas para instalação em pequenos espaços, enquanto as paralelas, proporcionam principalmente diâmetros menores.

A embreagem externa "A" do arranjo concêntrico a) na Figura 21 é escolhida como a embreagem principal devido à sua maior capacidade térmica e, portanto, para 1ª marcha. Os arranjos b) e c) possibilitam o ajuste da 1ª marcha opcionalmente na embreagem "A" ou "B". No arranjo concêntrico, o óleo de arrefecimento passa primeiro pela embreagem interior, "A" e depois pela embreagem externa, "B". No caso do arranjo paralelo, o óleo refrigerante pode ser aplicado a ambas as embreagens separadamente.

#### 4. METODOLOGIA

A partir de uma revisão bibliográfica para melhor compreensão do tema estudado sobre os sistemas de transmissão que utilizam embreagem convencional simples e dupla, foram abordadas as suas diferenças. Assim como, as particularidades de cada sistema.

A pesquisa teórica foi desenvolvida pela consulta a bibliografias como Naunheimer (2011), Budynas e Nisbett (2011), Gillespie (1992), Nicolazzi (2012), Norton (2013), e em Bosch (2005). Dados de fabricantes de embreagem e transmissão também foram utilizados, por meio de manuais, encartes e materiais de simpósios. Assim como informações retiradas em busca na internet. E por final, dados retirados do manual do veículo Volkswagen Golf 2.0I GTI TSI, ano 2013.

Foi desenvolvido um memorial de cálculos de embreagens, aplicados em sistemas de transmissão manuais e automatizados usando parâmetros do veículo e dados fornecidos e utilizados pelos fabricantes

Os cálculos desenvolvidos neste memorial, foram aplicados em um estudo de caso. Esse estudo foi aplicado em um veículo de série atual, o Volkswagen Golf. Os cálculos foram realizados com auxílio do Excel®.

Com o uso dos dados gerais do veículo e informações técnicas como curva de potência e de torque do motor, relações de transmissões do carro, foi comparado o desempenho na aceleração do veículo equipado com um sistema de transmissão com embreagem convencional e outro com dupla embreagem.

Para o cálculo do desempenho de aceleração do veículo, foram utilizados os dados do veículo e também analisadas as resistências que limitam o movimento do veículo. Resistências como, por exemplo, de inércia e mecânica, não serão abordadas com intuito de simplificar os cálculos. Da mesma maneira, a massa será considerada fixa e não dinâmica.

Os cálculos para obter o desempenho em aceleração foram desenvolvidos em Matlab®. Utilizando os dados do veículo, informados por ficha técnica e manual, e as equações, com base nas bibliografias já citadas.

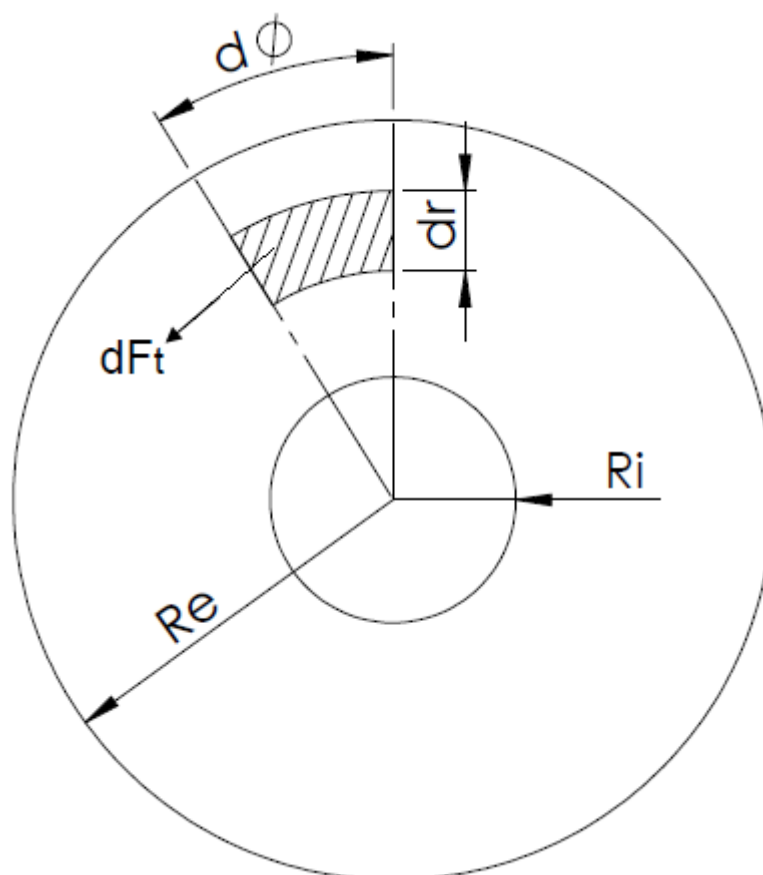
Para efeito de comparação, ambos os sistemas foram estudados no desempenho em aceleração até a velocidade de 100 km/h e até alcançar a velocidade final do veículo. Para finalidade de análise, os resultados em função do tempo, velocidade e distância serão relevantes, a fim de evidenciar as diferenças nos sistemas.

## 5. MEMORIAL DE CÁLCULO DE EMBREAGENS

Os cálculos para concepção de uma embreagem presente neste memorial são baseados em manuais de fabricantes de embreagens e nas seguintes literaturas, Naunheimer (2011), Budynas e Nisbett (2011), Norton (2013), Gillespie (1992) e em Bosch (2005).

Para o cálculo do torque transmitido por um disco de embreagem, é suposto que este atua sobre uma pressão específica,  $P$ , constante por toda superfície (Figura 22).

Figura 22 - Força de atrito em um disco de embreagem.



Fonte: Autor (2018).

A força tangencial que atua sobre o elemento diferencial na superfície é:

$$dF_t = \mu \cdot P \cdot ds \quad (1)$$

Onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito do disco e  $ds$  pode ser obtido por:



$$ds = r. dr. d\phi \quad (2)$$

Logo, substituindo a equação 2 em 3 obtemos:

$$dF_t = \mu. P. r. dr. d\phi \quad (3)$$

Integrando a equação 3 tem-se:

$$F_t = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^{R_e} \mu. P. r. dr. d\phi \quad (4)$$

$$F_t = \pi. \mu. P. (R_e^2 - R_i^2) \quad (5)$$

Onde  $R_e$  é o raio externo e  $R_i$  o interno. Dessa maneira, com a equação 5, obtemos a força total de atrito. E assim podemos desenvolver a equação 6, de torque a ser transmitido.

$$dN = r. dF_t \quad (6)$$

Substituindo a equação 2 em 6, tem-se:

$$dN = \mu. P. r^2. dr. d\phi \quad (7)$$

Integrando:

$$N = \int_0^{2\pi} \int_{R_i}^{R_o} \mu. P. r^2. dr. d\phi \quad (8)$$

$$N = \frac{2. \pi. \mu. P}{3} . (R_e^3 - R_i^3) \quad (10)$$

Dado que o disco atua simultaneamente em suas duas faces, o torque que um disco de embreagem pode transmitir é dado por:

$$N = \frac{4. \pi. \mu. P}{3} . (R_e^3 - R_i^3) \quad (11)$$

Por outro lado, se  $F_N$  é a força normal resultante que atua sobre o disco, segundo a equação 12, tem-se:

$$P = \frac{F_N}{s} = \frac{F_N}{\pi. (R_e^2 - R_i^2)} \quad (12)$$

E substituindo a equação 12 em 11, obtemos:

$$N = \frac{4. \mu. F_N}{3} . \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{(R_e^2 - R_i^2)} \quad (13)$$

Usualmente a relação entre o raio externo e o raio interno da embreagem é aproximadamente:

$$\frac{R_e}{R_i} \cong 0,7 \quad (14)$$

Outra relação utilizada, não menos importante, é o coeficiente de segurança. Onde, o torque a ser transmitido pela embreagem, é na ordem de 1,3 a 1,5 vezes o torque máximo do motor ( $N_{\text{máx}}$ ).

Com estas informações, e a partir das equações 15 e 16, pode-se então selecionar a embreagem adequada de acordo com os modelos oferecidos no mercado.

$$N = 1,3. N_{\text{máx}} = \frac{4. \pi. \mu. P}{3} . (1 - 0,7^3) . Re^3 \quad (15)$$

$$R_e = \sqrt[3]{\frac{3,9. N_{\text{máx}}}{4. \pi. \mu. P. (1 - 0,7^3)}} \quad (16)$$

A Tabela 2 mostra as características de diferentes materiais de fricção para embreagens e freios. Apresenta as aplicações, pressão máxima, temperatura máxima instantânea e contínua, e para uso no trabalho o coeficiente de fricção.

Tabela 2 - Características de materiais de fricção para embreagens e freios

| <b>Material</b>                | <b>Coeficiente de fricção<br/><math>\mu</math></b> | <b>Pressão máxima<br/><math>P_{\text{max}}</math>, MPa</b> | <b>Temperatura máxima Instantânea, °C</b> | <b>Temperatura máxima Contínua, °C</b> | <b>Aplicações</b>                     |
|--------------------------------|--|--|---|--|---------------------------------------|
| Cermeto                        | 0,32   | 1,0  | 815                                       | 400                                    | Freios e embreagens                   |
| Metal sinterizado (seco)       | 0,29-0,33  | 2,1-2,8  | 500-550                                   | 300-350                                | Embreagens e freios de disco de pinça |
| Metal sinterizado (úmido)      | 0,06-0,08  | 3,4  | 500                                       | 300                                    | Embreagens                            |
| Asbesto rígido moldado (seco)  | 0,35-0,41  | 0,7  | 350-400                                   | 180                                    | Freios de tambor e embreagens         |
| Asbesto rígido moldado (úmido) | 0,06   | 2,1  | 350                                       | 180                                    | Embreagens industriais                |

| <b>Material</b>                       | <b>Coeficiente de fricção<br/><math>\mu</math></b> | <b>Pressão máxima<br/>Pmax,<br/>MPa</b> | <b>Temperatura máxima<br/>Instantânea,<br/>°C</b> | <b>Temperatura máxima<br/>Contínua, °C</b> | <b>Aplicações</b>                              |
|---------------------------------------|--|---|---|--|--|
| Pastilhas de asbesto rígido moldado   | 0,31-0,49  | 5,2                                     | 500-750   | 230-350                                    | Freios de disco                                |
| Não asbesto rígido moldado            | 0,33-0,63  | 0,7-1,0                                 |   | 260-400                                    | Embreagens e freios                            |
| Asbesto semirrígido moldado           | 0,37-0,41  | 0,7                                     | 350   | 150  | Embreagens e freios                            |
| Asbesto flexível moldado              | 0,39-0,45  | 0,7                                     | 350-400   | 150-180                                    | Embreagens e freios                            |
| Fio tecido (lona) de asbestos e arame | 0,38   | 0,7                                     | 350   | 150  | Embreagens veiculares                          |
| Algodão de asbestos e arame           | 0,38   | 0,7                                     | 260   | 130  | Embreagens industriais e freios                |
| Algodão trançado                      | 0,47   | 0,7                                     | 110   | 75   | Embreagens industriais e freios                |
| Papel resiliente (úmido)              | 0,09-0,15  | 2,8                                     | 150   |  | Embreagens e bandas (ou cintas) de transmissão |

Fonte: Adaptado de BUDYNAS, NISBETT (2011).

Alguns autores citam que a pressão específica imposta pelo veículo na embreagem é de 23 N/cm<sup>2</sup> para veículos de passeio, e para veículos industriais, é de 32 N/cm<sup>2</sup>.

Segundo alguns fabricantes, utilizam os valores limites para carga de trabalho específica em arrancada no plano de 26 N/cm<sup>2</sup> até o máximo de 32 N/cm<sup>2</sup>. E para arrancada em active de 26%, o valor máximo é 300 N/cm<sup>2</sup>.

## 6. DADOS VEÍCULO

O Veículo utilizado para o estudo de caso, tanto com aplicação do memorial de cálculo, como desempenho na aceleração é um Volkswagen Golf 2.0 GTI 2.0I TSI DSG, ano 2013. Os dados foram disponibilizados pelo manual do veículo e por ficha técnica.

O motor do veículo é o EA 888, de 4 cilindros, a 1984 cc (centímetros cúbicos). Os dados de potência e torque seguem abaixo na Tabela 3.

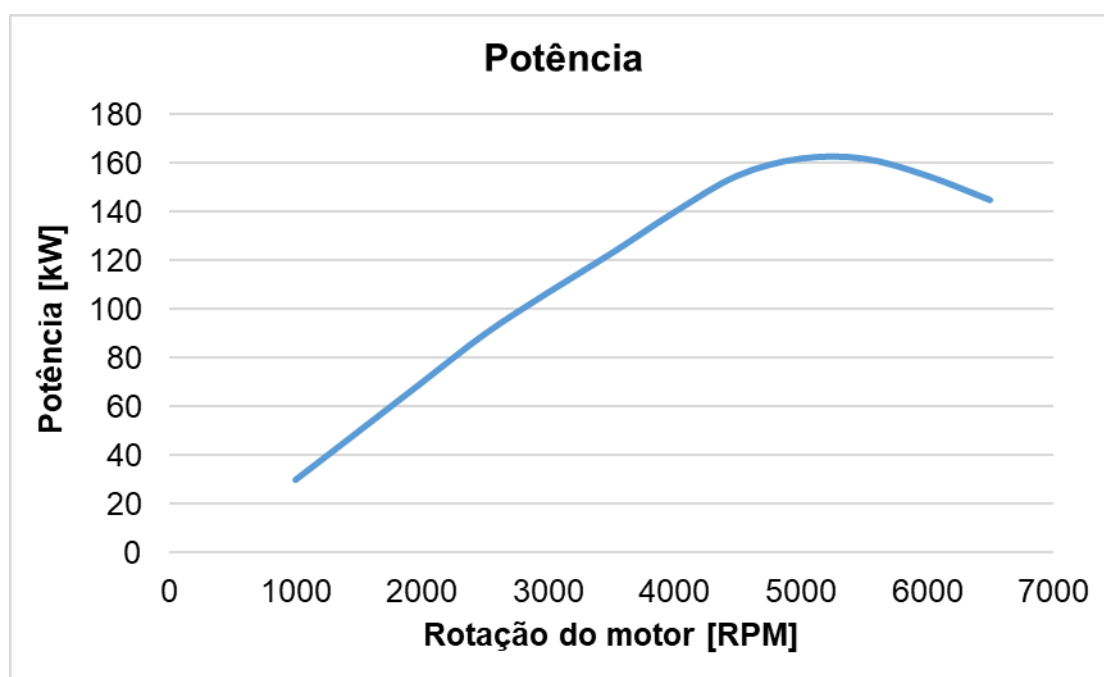
Tabela 3 - Dados motor EA 888

|                 |        | <b>Faixa de rotação</b> |
|-----------------|--------|-------------------------|
| Potência máxima | 162 kW | a 4.500 – 6.200 rpm     |
| Torque máximo   | 350 Nm | a 1.500 – 4.400 rpm     |

Fonte: Adaptado de Manual do proprietário (2013).

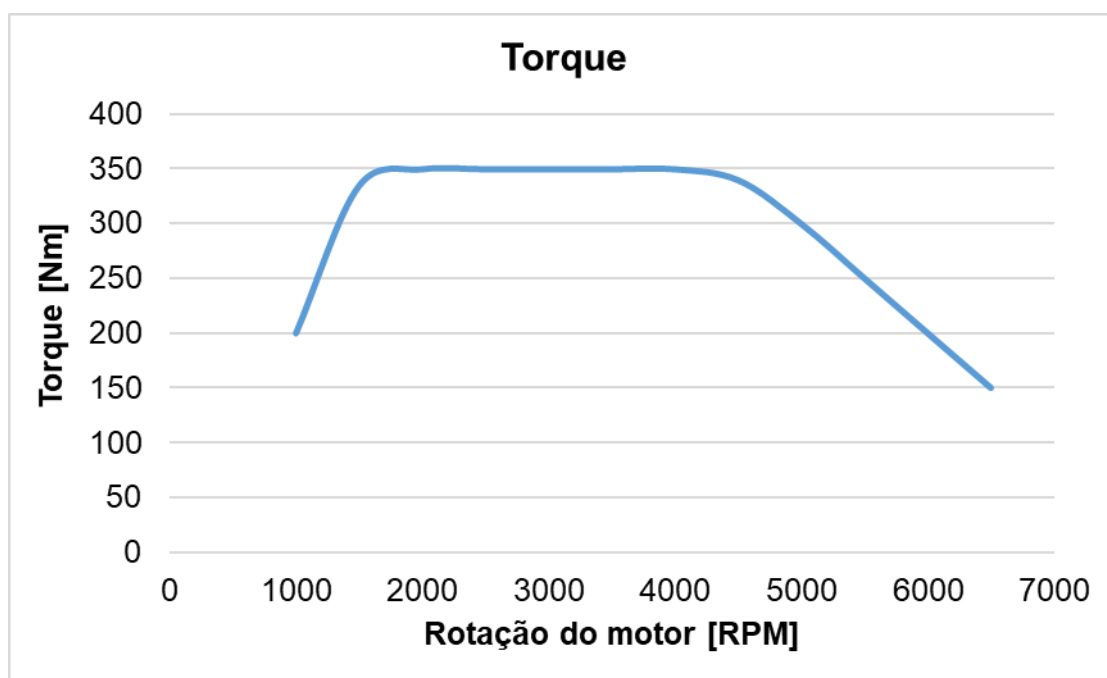
Com os dados fornecidos do motor, como a potência máxima e torque máximo, e a faixa de rotação onde ambos acontecem, foi traçada a curva para os dois casos, como visto na Figura 23 e na Figura 24.

Figura 23 - Curva de Potência do motor EA 888



Fonte: Autor (2018)

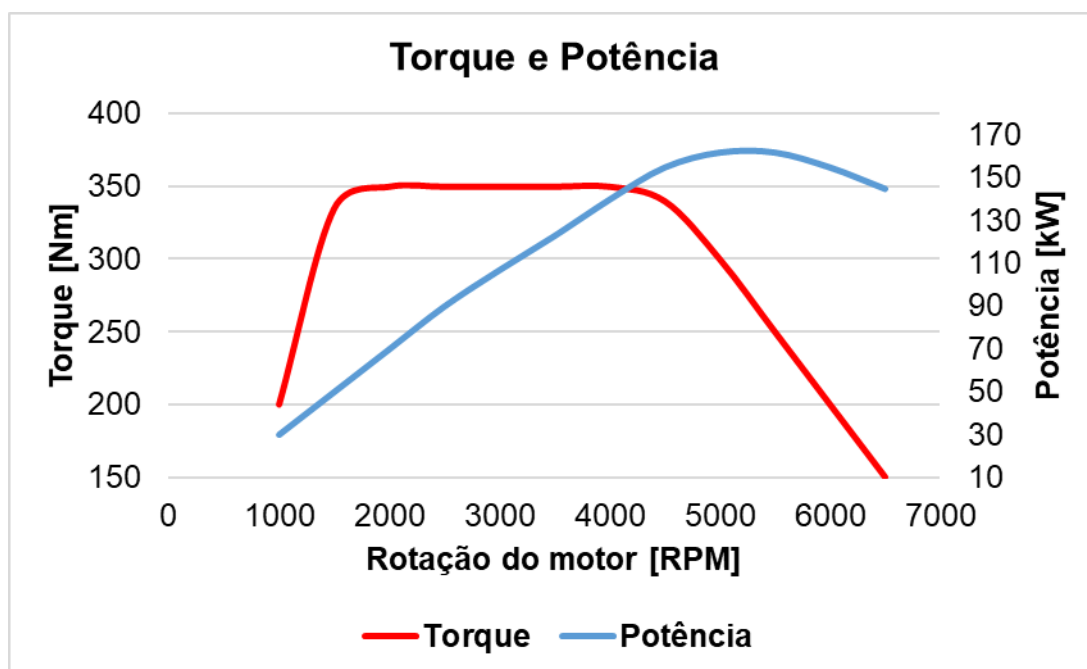
Figura 24 - Curva de Torque motor EA 888



Fonte: Autor (2018)

E para efeito de análise, como apresentado na Figura 25, foi traçado o gráfico com as duas curvas, torque e potência.

Figura 25 - Curva de Torque e Potência do motor EA 888



Fonte: Autor (2018)

A Tabela 4 apresenta as relações de transmissão do veículo, para cada marcha. O veículo em questão apresenta dois diferenciais, o primeiro é usado para a 1ª, 2ª, 3ª e 4ª marcha, já o segundo diferencial é utilizado para a 5ª e 6ª marcha.

Tabela 4 - Relação de Transmissão

| Marcha/Câmbio          | Relação | Relação total |
|------------------------|---------|---------------|
| 1ª marcha              | 2,923:1 | 10,932        |
| 2ª marcha              | 1,792:1 | 8,546         |
| 3ª marcha              | 1,143:1 | 5,451         |
| 4ª marcha              | 0,778:1 | 3,71          |
| 5ª marcha              | 0,800:1 | 2,755         |
| 6ª marcha              | 0,639:1 | 2,2           |
| Relação 1º diferencial | 4,769:1 |               |
| Relação 2º diferencial | 3,444:1 |               |

Fonte: Adaptado de Ficha técnica (2013).

O veículo Golf com sistema de transmissão manual com embreagem convencional, apresenta diferentes relações de transmissão, e contém apenas um diferencial. Porém, para efeito de comparação, foram utilizadas as relações do veículo com dupla embreagem, aplicando as mesmas condições. A Tabela 5, apresenta dados gerais do veículo, para utilização nas posteriores análises.

Tabela 5 - Dados gerais do veículo

| Descrição                              | Valor          |
|--|----------------|
| Pneu                                   | 225/45 R17     |
| Raio dinâmico                          | 0,317m         |
| Comprimento                            | 4268 mm        |
| Largura (sem / com espelho retrovisor) | 1799 / 2027 mm |
| Altura (teto)                          | 1456 mm        |
| Distância entre eixos                  | 2631 mm        |
| Coeficiente aerodinâmico               | 0,316          |
| Área frontal                           | 2,21 m²        |
| Em ordem de marcha                     | 1317 kg        |
| Carga útil                             | 533 kg         |
| Velocidade máxima                      | 244km/h        |

Fonte: Adaptado de Ficha técnica (2013).

A partir dos dados fornecidos pela Tabela 3 de torque e potência, e também, pela Tabela 4 com as relações de transmissão, é possível traçar o gráfico de força trativa, Figura 26, do veículo com o uso das equações 17 e 18.

$$F_{tr} = \frac{T_e * N_{tf} * n_{ft}}{r_d} \quad (17)$$

$$v = \frac{n_{max} * r_d}{n_{ft} * N_{tf}} \quad (18)$$

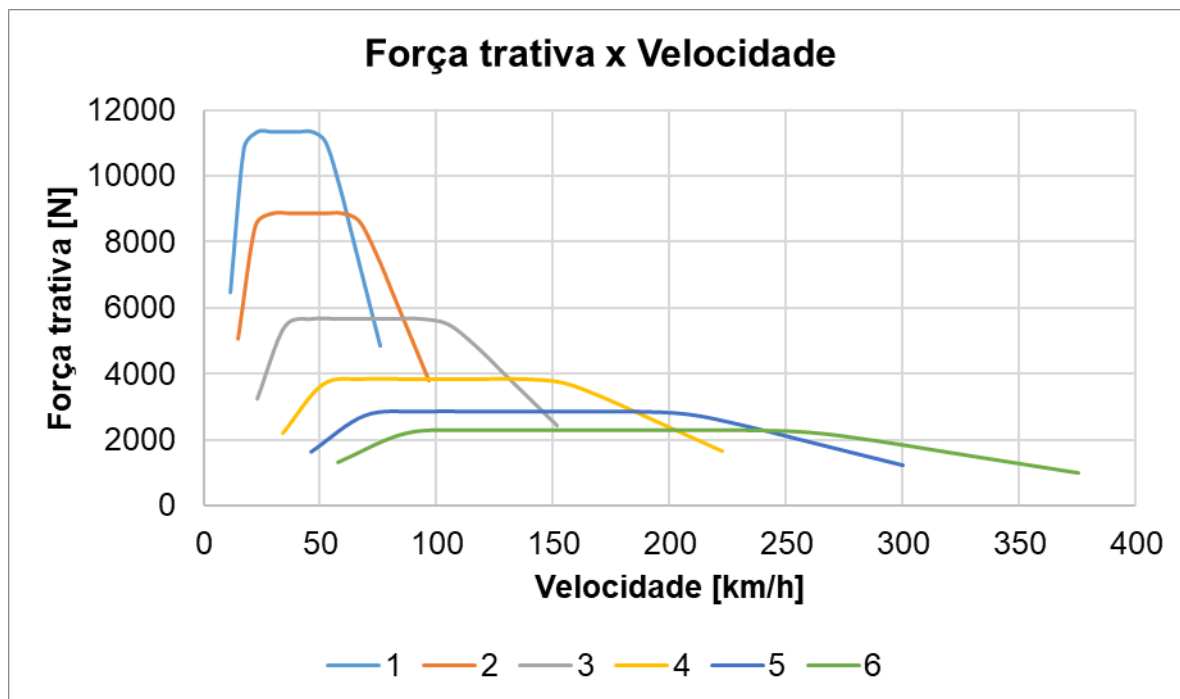
A eficiência do sistema de transmissão é dado pela Tabela 6.

Tabela 6 - Eficiência de Transmissão

| Tipo de caixa de câmbio            |          |                            | Eficiência $n_{ft}(\%)$ |
|------------------------------------|----------|----------------------------|-------------------------|
| Par engrenado                      |          | Engrenagem de dentes retos | 99.0-99.8               |
|                                    |          | Engrenagem cônica          | 90-93                   |
| Transmissão com lubrificação       | Mecânica | Carro de passeio           | 92-97                   |
|                                    |          | Carro comercial            | 90-97                   |
| Transmissão automática             |          |                            | 90-95                   |
| Transmissão continuamente variável |          |                            | 80-86                   |

Fonte: adaptado de NAUNHEISMER et al (2011).

Figura 26 - Força trativa x Velocidade



Fonte: Autor (2018).

## 7. DESEMPENHO NA ACELERAÇÃO

O desempenho na aceleração de um veículo, pode ser analisado de duas maneiras: em termos de tração ou em termos de potência. A análise do desempenho de um veículo limitado pela potência utiliza dados do motor, sistema de transmissão, rodas e outras características do veículo. Por meio destes, calcula-se as forças que atuam em favor do movimento, e as resistências que limitam o mesmo.

Conforme Gillespie (1992), é possível analisar as forças e resistências presentes em um automóvel aplicando a Segunda Lei de Newton, como apresentado na equação 19.

$$m * a_x = \frac{T_e * N_{tf} * \eta_{tf}}{r_d} - R_r - R_a - R_{ac} \quad (19)$$

Onde:

$m$  é a massa total do veículo carregado [kg].

$a_x$  é a aceleração na direção x [m/s<sup>2</sup>].

$T_e$  é o torque disponível no motor [N.m].

$N_{tf}$  é a relação de transmissão final.

$\eta_{tf}$  é a eficiência do sistema de transmissão total.

$r_d$  é o raio dinâmico da roda [m].

$R_r$  é a resistência ao rolamento [N].

$R_a$  é a resistência aerodinâmica [N].

$R_{ac}$  é a resistência ao atrie [N].

Recorrendo a equação 19, é possível calcular a aceleração máxima que o veículo poderá alcançar, utilizando os dados das curvas de torque e potência do motor, Figura 1, bem como os valores das resistências de acordo com a velocidade.

### 7.1. RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), a resistência ao rolamento se dá pelas perdas do conjunto pneu/pista, e é calculada utilizando a equação 20.

$$R_r = fW \cos \alpha \quad (20)$$



Onde:

$f$  é o coeficiente de atrito de rolamento.

$W$  é o peso total do veículo [N].

$\alpha$  é a inclinação da via.

Alguns fatores influenciam o coeficiente de atrito de rolamento. Visando simplificar os cálculos, temperatura e pressão de inflagem, por exemplo, foram desconsiderados. Em condições normais de uso, para pneus de série, segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), a função do atrito de rolamento é dada pela equação 21.

$$f = a + b\left(\frac{v}{100}\right)^2 \quad (21)$$

Onde:

$v$  é a velocidade do veículo [m/s].

$a$  e  $b$  são coeficientes em função do tipo de pneu.

Tabela 7 - Coeficientes  $a$  e  $b$  em função do tipo de pneu.

| Tipo de pneu            | $a$    | $b$   |
|-------------------------|--------|-------|
| Pneus normais           | 0,0150 | 0,052 |
| Pneus de alta histerese | 0,0258 | 0,052 |

Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

## 7.2. RESISTÊNCIA AERODINÂMICA

O movimento de um veículo através do ar gera forças entre as superfícies do objeto e o ar ambiente. Essas forças geradas pelo ar influenciam no desempenho do automóvel. Quando um veículo se movimenta na pista ele causa separação do escoamento de ar ao seu redor. A geometria de cada automóvel se diferencia, com diferente design, linhas, cantos vivos, quedas abruptas na geometria, entre outros. O arrasto aerodinâmico é o nome dado à força que o escoamento causa devido ao arrasto por atrito e arrasto de pressão na superfície do veículo. O escoamento interno do automóvel também é levado em consideração, passando pelos sistemas de arrefecimento do motor, lubrificação e freios. Assim como, as zonas de encontro entre o escoamento interno e externo do veículo influenciam no desempenho aerodinâmico.

A expressão utilizada para resistência aerodinâmica é dada pela equação 22, conforme Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

$$R_a = c_D * A * \frac{\rho * v_{ar}^2}{2} \quad (22)$$

Onde:

$c_D$  é o coeficiente de arrasto aerodinâmico.

$A$  é a área projetada [m<sup>2</sup>].

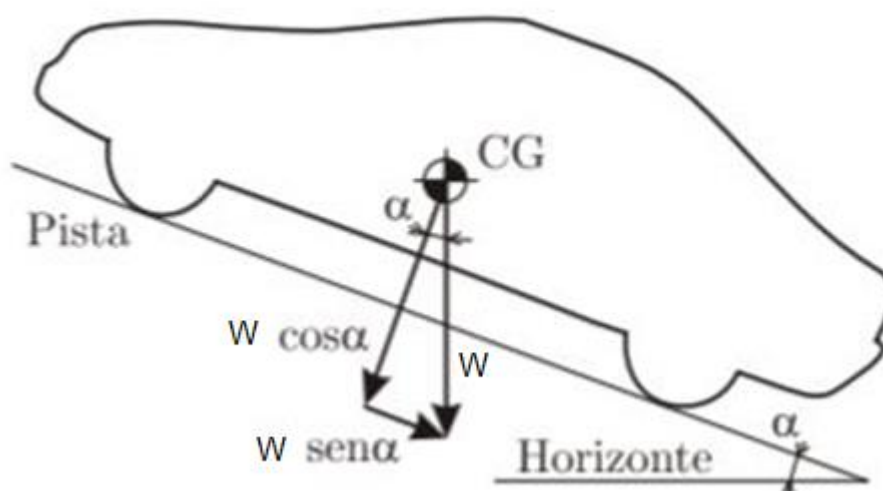
$\rho$  é a massa específica do ar a 15°C e 760mmHg [kg/m<sup>3</sup>].

$v_{ar}$  é velocidade relativa do ar [m/s].

### 7.3. RESISTÊNCIA AO ACLIVE

O peso do veículo é dividido em duas componentes, ao subir um aclive, uma delas apontando no sentido normal ao solo, resultando numa força de reação normal à superfície, chamada de Força Normal, e a outra componente paralela ao solo, tendendo a fazer o veículo descer o aclive, como mostrado na Figura 27, conforme Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

Figura 27 - Força Peso atuando em veículo em rampa.



Fonte: Adaptado de Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

Dessa maneira, aplicando a Segunda Lei de Newton no diagrama acima, obtemos uma expressão para a resistência ao aclive no sentido paralelo ao piso, como mostra a equação 23.

$$R_{ac} = W \sin \alpha \quad (23)$$

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), é comum se referir também a inclinação da via em porcentagem de quanto se sobe em relação à horizontal, de forma que uma inclinação de 100% corresponde à 45°, conforme a equação 24.

$$a_{\%} = \tan \alpha \quad (24)$$

Onde:

$a_{\%}$  é a inclinação em porcentagem.

## 8. ANÁLISES E RESULTADOS

A partir dos resultados obtidos é possível verificar os estudos apresentados. Foram aplicadas as fórmulas do memorial de cálculo de embreagem, para o projeto da mesma, com do Excel. E também, desenvolvida em MatLab, o desempenho na aceleração do veículo Volkswagen Golf 2.0 GTI 2.0I TSI DSG, ano 2013, apresentado na unidade 6.

### 8.1. CÁLCULO DE EMBREAGEM

Utilizando o memorial de cálculo de embreagem desenvolvido no capítulo 5 e com os dados do veículo, encontrados no capítulo 6, podemos aplicar o conhecimento desenvolvido.

Com as equações 15 e 16 podemos então calcular as dimensões para o projeto de embreagem. Os valores utilizados são encontrados na Tabela 8 abaixo.

Para ambos os casos, à seco e banhada em óleo, o material escolhido foi metal sinterizado.

Tabela 8 - Dados para cálculo de embreagem

| Descrição   | Valor   | Unidade |
|---|---------|---------|
| Torque máximo   | 350     | [Nm]    |
| Pressão específica mínima<br>(placa de pressão)       | 23000   | [Pa]    |
| Pressão específica máxima<br>(placa de pressão)       | 3000000 | [Pa]    |
| Coeficiente de atrito<br>embreagem à seco             | 0,30    |         |
| Coeficiente de atrito<br>embreagem banhada em<br>óleo | 0,06    |         |

Fonte: Autor (2018).

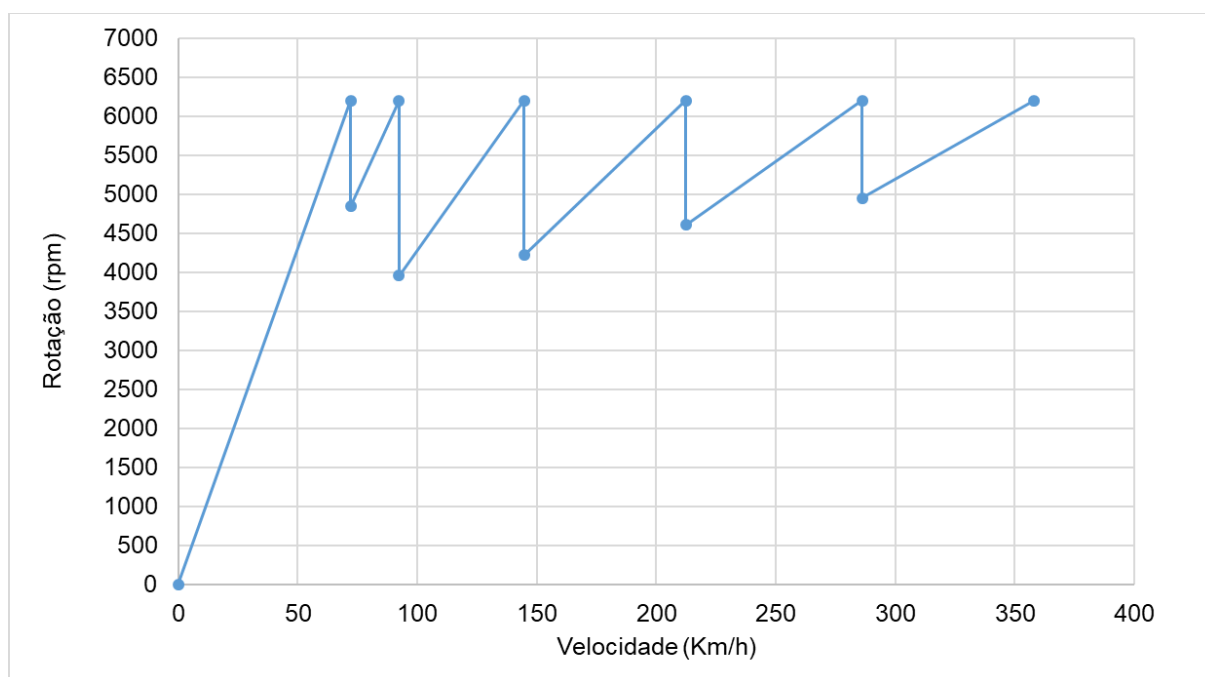
Com isso, no caso da embreagem banhada em óleo, o raio externo ( $R_e$ ) mínimo seria de 107mm, e utilizando a relação da equação 14, o raio interno ( $R_i$ ) mínimo seria de 75mm.

Na análise da embreagem à seco, o raio externo ( $R_e$ ) mínimo seria de 63mm, enquanto o raio interno ( $R_i$ ) mínimo seria de 44mm.

## 8.2. COMPARATIVO DESEMPENHO EM ACELERAÇÃO

Para o estudo foram utilizados os dados do veículo apresentado no capítulo 6. O primeiro passo, foi definir o momento de troca das marchas. Com uso do gráfico de dente de serra definido para o veículo, comparando rotação e velocidade. De acordo com as faixas de rotação características do motor do veículo estudado.

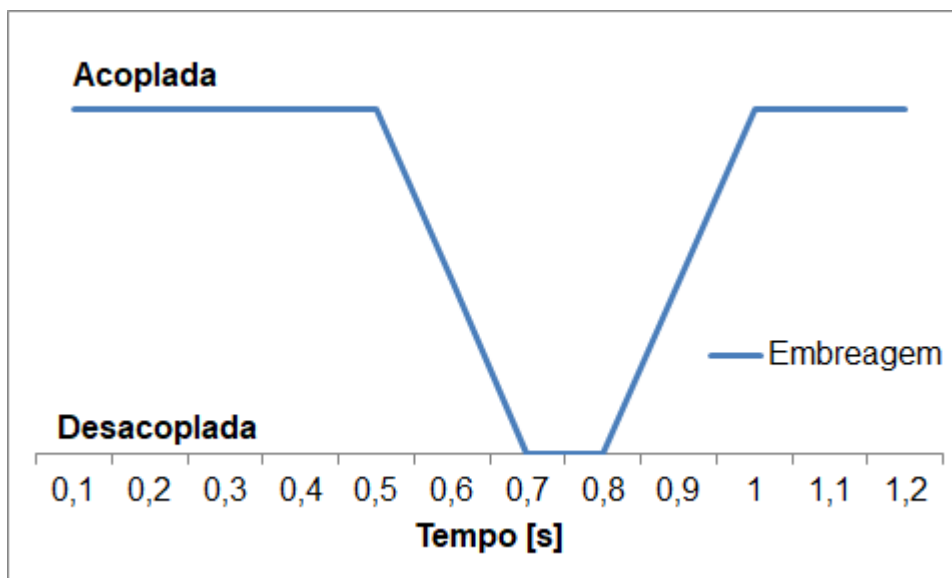
Figura 28 – Curva dente de serra.



Fonte: Autor (2018).

Para comparação de ambos os sistemas, com dupla embreagem e embreagem convencional, foi considerado o tempo de troca de marchas. Onde para transmissões manuais o tempo médio para veículos de passeio é de 500 ms, Figura 29, e o tempo da transmissão de dupla embreagem do modelo DSG, no caso do veículo em estudo, é de 8 ms, Figura 30, sendo uma das transmissões automatizada manual mais rápida do mercado (TAN, 2006).

Figura 29 - Tempo de troca de embreagem convencional

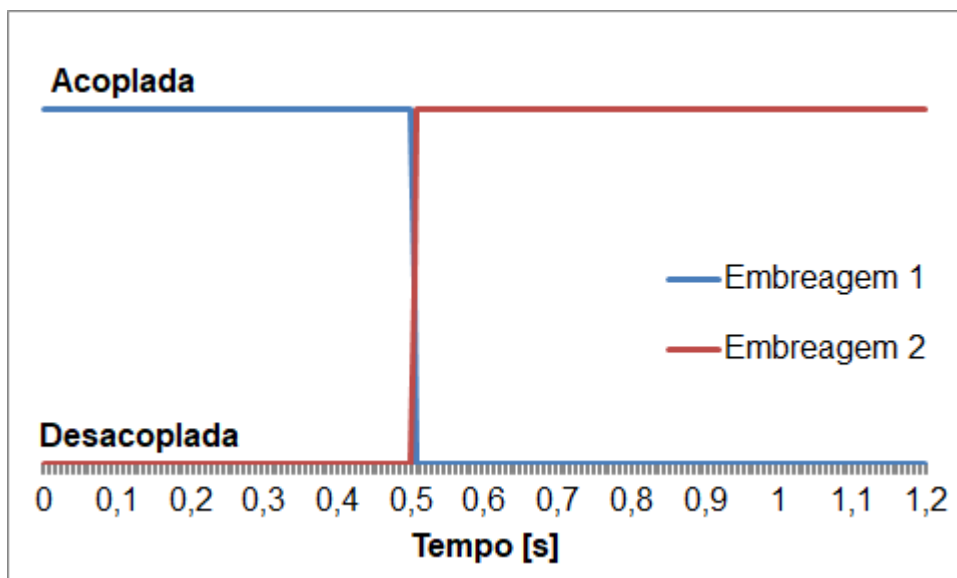


Fonte: Autor (2018).

A Figura 29 apresenta o tempo da operação de troca de marcha com um sistema de transmissão de embreagem convencional. Do momento que a embreagem está engatada, transmitindo torque, até o período em que há o desengate da embreagem, para fazer a seleção da nova marcha, e assim, nesse período deixando de transmitir torque.

A Figura 30 apresenta a operação de troca de marcha de um sistema de transmissão de dupla embreagem, mais especificamente do modelo DSG, da Volkswagen. No momento em que se requer a troca de marcha, a outra marcha já está previamente acionada, assim ao desacoplar uma embreagem a outra já é acoplada. O que faz com o que o tempo de troca seja menor e a perda de transmissão de torque seja reduzida.

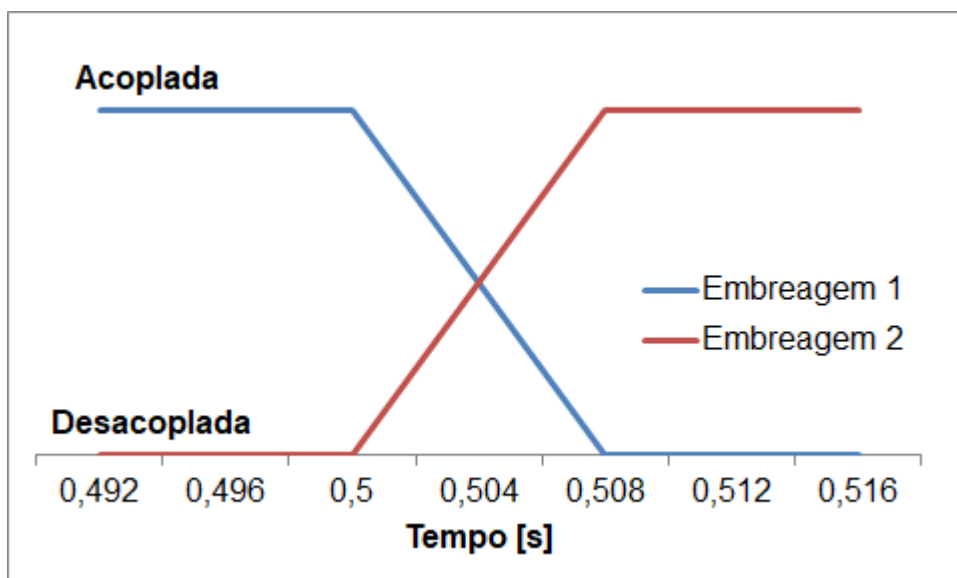
Figura 30 - Tempo de troca de marcha dupla embreagem



Fonte: Autor (2018).

A Figura 31 apresenta também a operação de troca de marcha da transmissão DSG, porém com um range de tempo menor, detalhando o momento da mudança, evidenciando o desengate de uma embreagem e o engate da outra.

Figura 31 - Tempo de troca de marcha dupla embreagem detalhado



Fonte: Autor (2018).

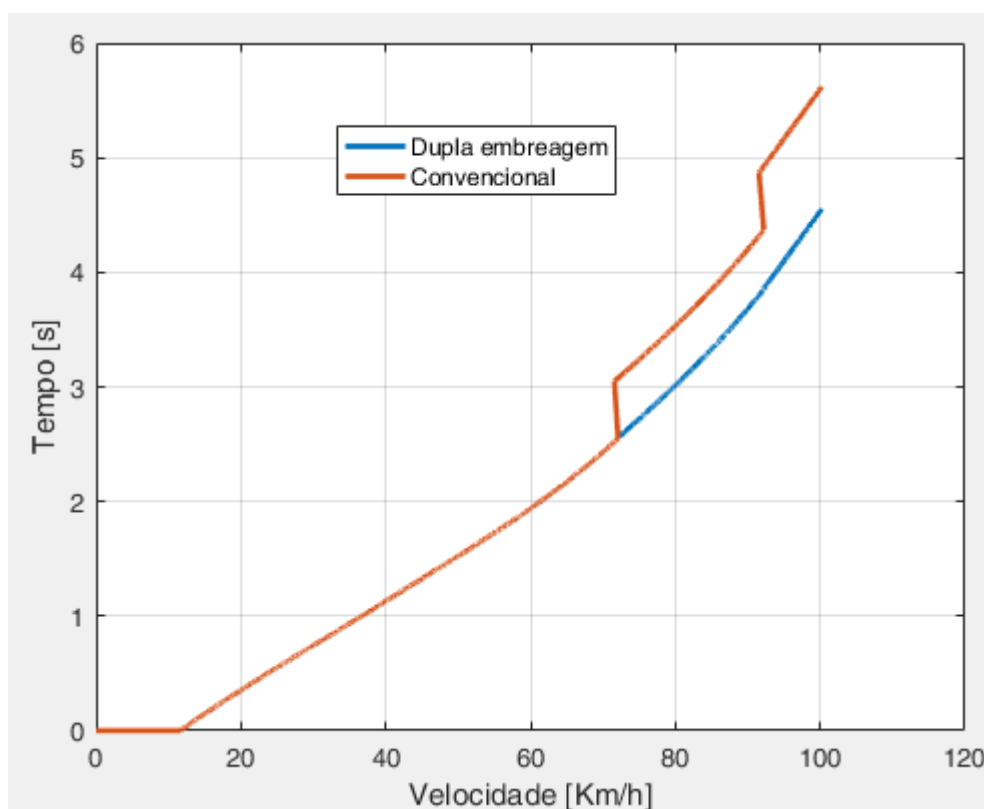
Com a análise feita utilizando a Figura 28, definindo os pontos de troca de marcha, assim como, empregando os tempos definidos de trocas de marchas, demonstradas na Figura 29 e na Figura 30, pode se encontrar a faixa de utilização de cada marcha, tanto para o sistema com embreagem convencional e com dupla embreagem. Com auxílio do MatLab, e uso das velocidades encontradas, e

encontrando o tempo, descrito pela equação 25, foram obtidos os gráficos de desempenho na aceleração, para comparação dos sistemas.

$$t = \int_{v_0}^{v_f} \frac{m}{(\eta_{tf} * P_n) - P_r} * v dv \quad (25)$$

A Figura 32 apresenta o desempenho em aceleração de 0 a 100 km/h para ambos os sistemas.

Figura 32 - Tempo x Velocidade de 0 - 100 km/h

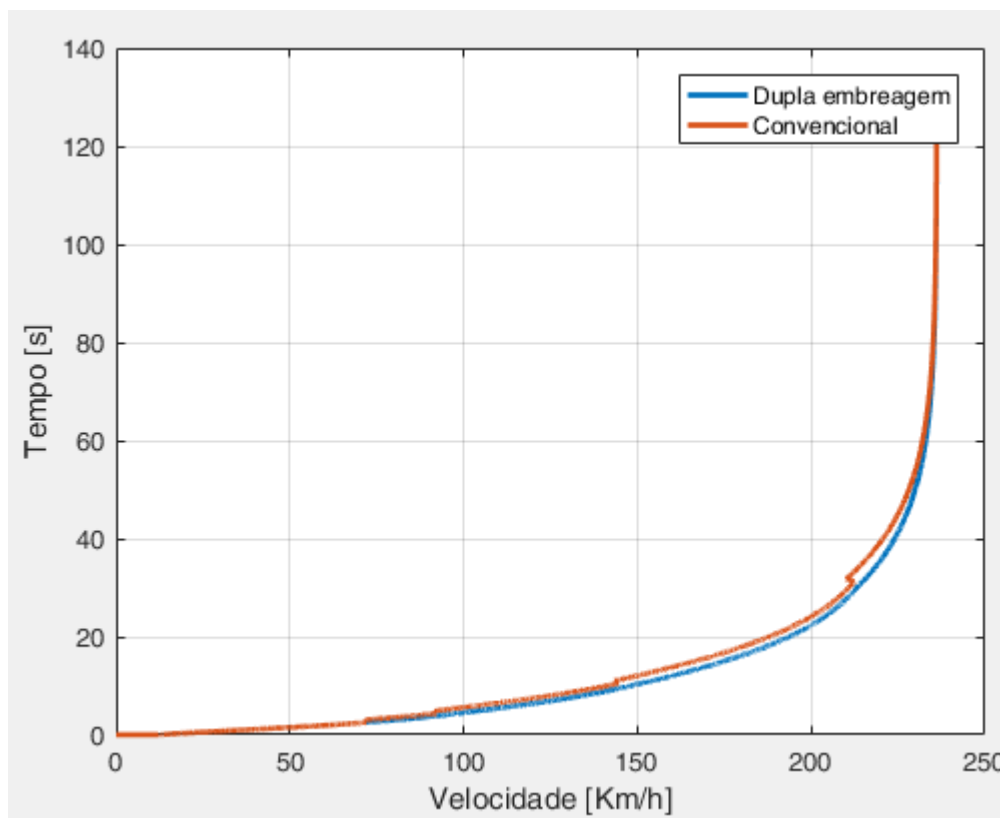


Fonte: Autor (2018).

Como vemos na Figura 32, a curva da dupla embreagem é constante, devido ao fato de a perda de transmissão de torque na troca de marcha ser mínima. Já no sistema de embreagem convencional a perda de transmissão é mais visível, afetando assim o desempenho na aceleração. Dito isso, o tempo para o veículo atingir 100 km/h na dupla embreagem é de 4,533 segundos, e para o sistema de embreagem convencional é de 5,6 segundos. Sendo assim uma redução de tempo 19,05% no uso da dupla embreagem.



Figura 33 - Tempo x Velocidade de 0 até velocidade final



Fonte: Autor (2018).

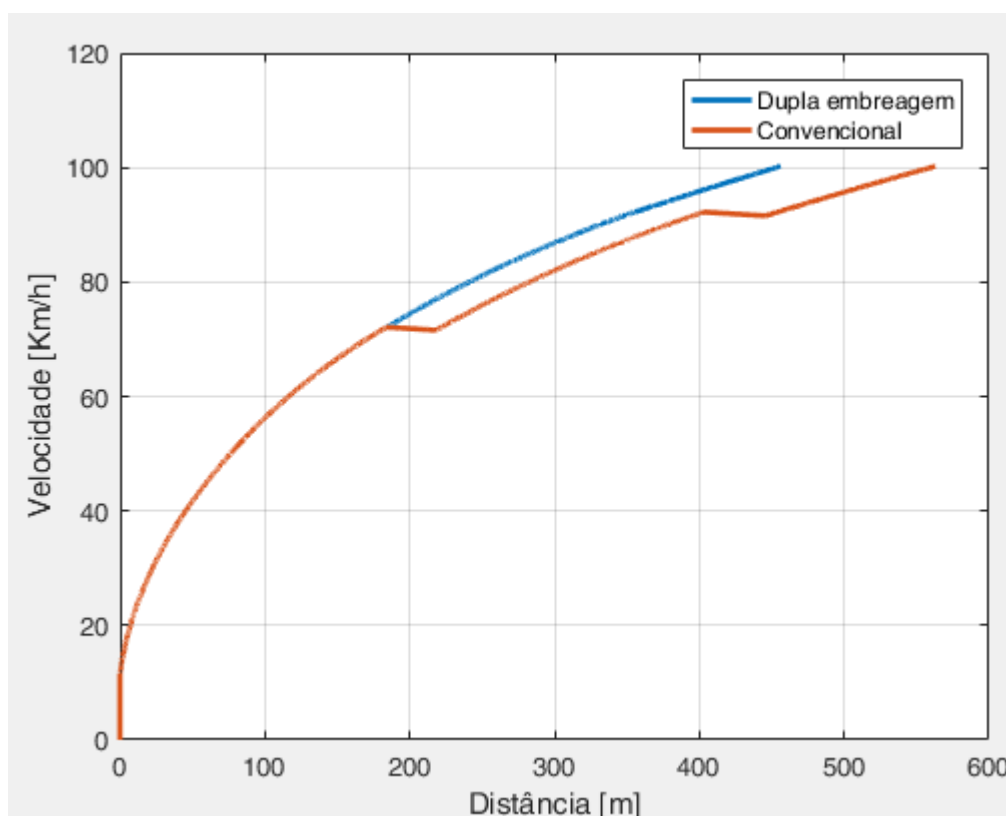
A Figura 33 nos mostra o desempenho na aceleração até a velocidade final, que é de 236.1 km/h. É possível ver, que devido as resistências, se torna cada vez mais difícil para o veículo se aproximar da velocidade final, fazendo assim com que o tempo aumente consideravelmente.

Para dupla embreagem o tempo para atingir a velocidade final é de 125,735 segundos, já para o sistema de embreagem convencional é de 129,197 segundos. Vale ressaltar que para ambos os casos, só foi utilizado 5 das 6 marchas disponíveis do veículo, sendo a configuração que trouxe o melhor desempenho em aceleração.

Com o comportamento definido de velocidade e tempo para ambos os sistemas, é possível calcular através da equação 26 a distância necessária para atingir cada uma das velocidades apresentadas na Figura 32 e na Figura 33.

$$s = \int_{t_0}^{t_f} v dt \quad (26)$$

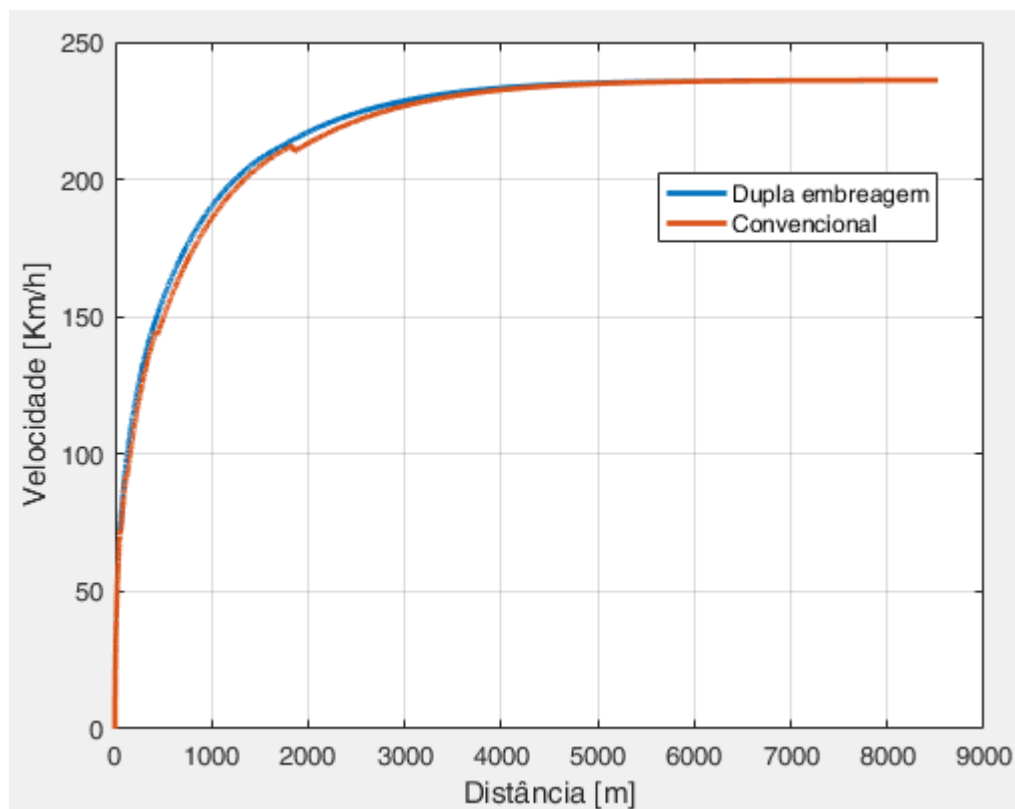
Figura 34 - Distância percorrida até a velocidade de 100 km/h



Fonte: Autor (2018).

A Figura 34 apresenta a distância percorrida para se atingir a velocidade de 100 km/h para ambos os sistemas. Foram necessários 453,3 metros para o sistema de dupla embreagem atingir 100 km/h, já para o sistema convencional 560 metros.

Figura 35 - Distância percorrida até a velocidade final



Fonte: Autor (2018).

A Figura 35 apresenta a distância percorrida necessária para atingir a velocidade final, de 236.1 km/h, para ambos os sistemas. Foram necessários 8246,49 metros para o sistema de dupla embreagem atingir 236.1 km/h, já para o sistema convencional foram 8473,52 metros.

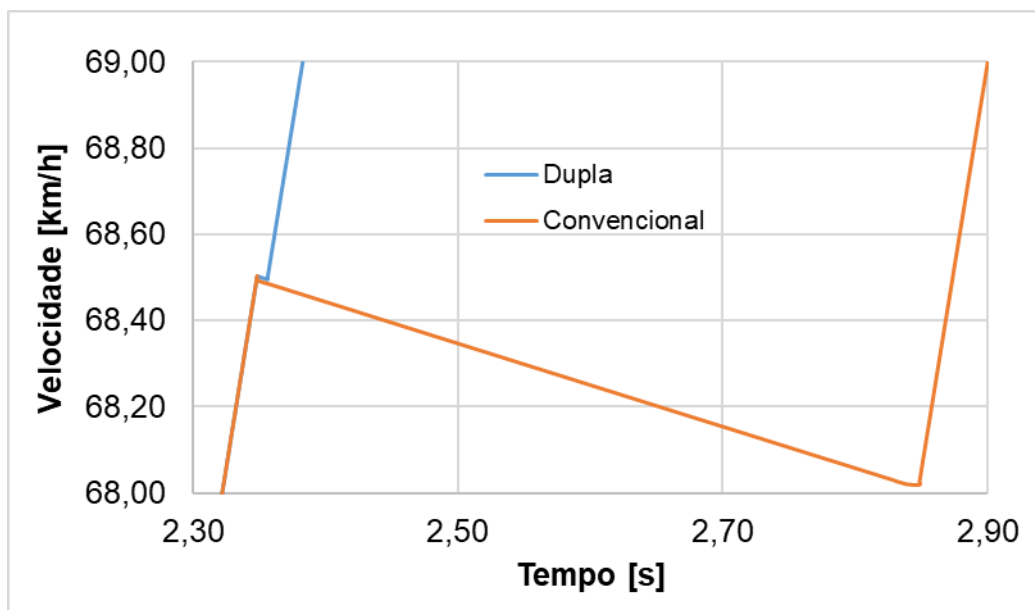
A Figura 36 compara o momento da troca de marcha dos dois sistemas, em função do tempo e velocidade. É possível ver claramente como o tempo de troca da marcha interfere diretamente no desempenho do veículo.

Como mostra a Figura 30 e a Figura 31, o tempo para troca de marcha do sistema de dupla embreagem é muito rápido, fazendo com que a interrupção na transmissão de torque seja mínima, e por consequência, a perda de desempenho também é minimizada, dessa forma a curva de velocidade é praticamente constante.

Já para o sistema de embreagem convencional, como mostra a Figura 29, o tempo é maior, fazendo com que a interrupção na transmissão de torque seja maior, e por consequência, a perda de desempenho também é maior.

Essa diferença no tempo de interrupção do tempo de torque é visível na Figura 36, onde apresenta a troca da 1ª para a 2ª marcha em ambos os sistemas.

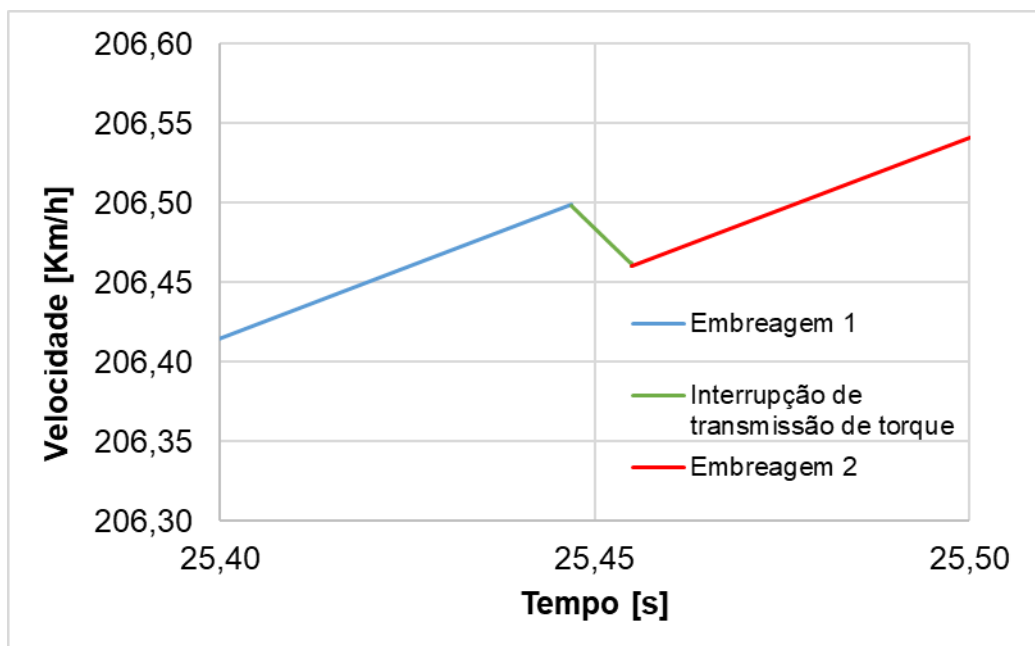
Figura 36 - Troca da 1ª para 2ª marcha.



Fonte: Autor (2018).

A Figura 37 apresenta a troca da 4ª para a 5ª marcha no sistema de dupla embreagem. Evidenciando os períodos da troca, desde a transmissão de torque via embreagem 2 na 4ª marcha, ao momento da troca, onde há a interrupção de torque, e por fim, a transmissão de torque pelo uso da embreagem 1 na 5ª marcha.

Figura 37 - Troca de 4ª para 5ª marcha - Dupla Embreagem

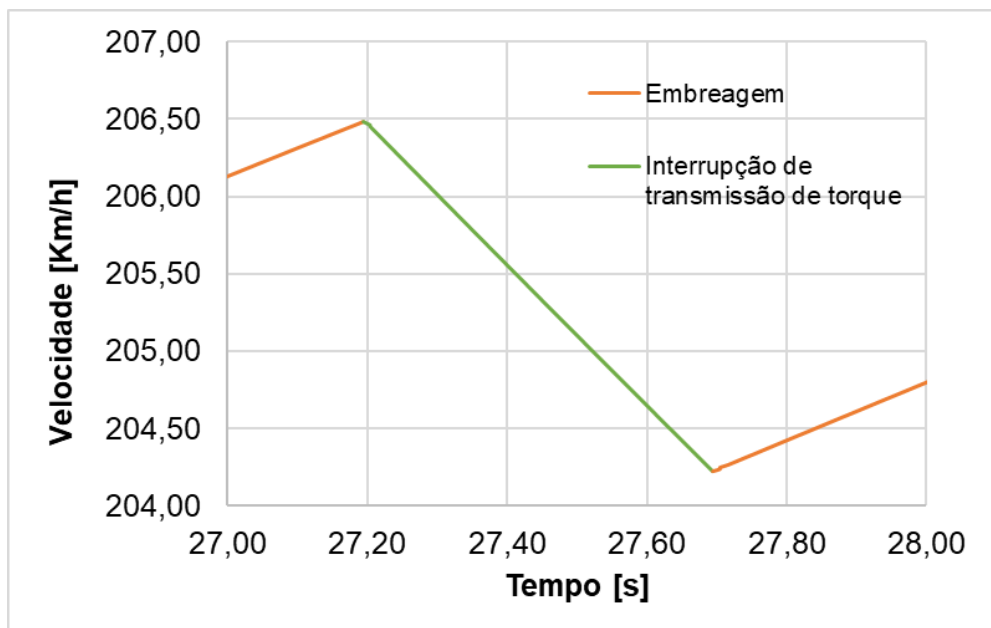


Fonte: Autor (2018).

A Figura 38 apresenta a troca da 4ª para a 5ª marcha no sistema de embreagem convencional. Evidenciando os períodos da troca de marcha, partindo do

momento de transmissão de torque pelo uso da embreagem na 4ª marcha, ao momento da troca, desacoplando a embreagem para selecionar a marcha seguinte, onde há interrupção de torque, até a embreagem voltar ser acoplada, em 5ª marcha, e voltar a transmitir torque.

Figura 38 - Troca de 4ª para 5ª marcha - Embreagem convencional



Fonte: Autor (2018).

## 9. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Em virtude dos argumentos apresentados na pesquisa bibliográfica, pode-se comparar os dois sistemas de transmissão do qual o trabalho explora. Desde o funcionamento de ambos, da composição de cada um, até, por exemplo, como o sistema com dupla embreagem traz melhorias em quesito de desempenho ao sistema com embreagem convencional.

Com o memorial de cálculo de embreagens desenvolvido, a consideração de dados utilizados pelos fabricantes, como por exemplo, o fator de segurança, a relação entre raios do disco de embreagem e valores utilizados na placa de pressão, o auxílio das referências bibliográficas e tabela de materiais, e empregando os dados do veículo estudado, foi possível ilustrar as diversidades de um projeto de embreagem. Como exemplo cita-se a escolha do material a ser utilizado e a escolha entre utilizar um disco a seco ou banhado em óleo, mostrando assim o que cada alternativa traz de necessidade para o projeto e relevância para as dimensões requeridas.

Para a escolha de um mesmo material para o projeto de embreagem, que foi o metal sinterizado, e analisando duas opções, entre disco a seco e banhado em óleo, o raio interno mínimo para disco banhado em óleo seria de 75 mm, enquanto na opção a seco a dimensão mínima necessária é de 44 mm. O que traz uma redução de 41,3% na dimensão mínima para o raio interno, e consequentemente para o raio externo. Isso apenas analisando as dimensões do disco de embreagem, sem considerar outros componentes e elementos do sistema de transmissão.

Para a comparação dos sistemas de transmissão, utilizando dupla embreagem e embreagem convencional, algumas aproximações e simplificações foram realizadas. Para o cálculo das resistências do veículo, foram desprezadas as resistências mecânicas e de inércia, a fim de simplificar os cálculos. Com isso, os resultados trazem um erro quando comparado a valores reais, porém, para efeito de análise e estudo, esse erro associado a essas considerações não desvirtua os resultados.

Outra simplificação realizada foi a utilização de massa do veículo fixa, e assim, não fazendo uso da massa dinâmica. Essa simplificação carrega um erro baixo, que não desvia os resultados esperados para a comparação dos sistemas.

O código utilizado também pode ter trazido algumas distorções nos resultados, por exemplo, em virtude de os pontos para troca de marcha terem sido selecionados manualmente, por meio da aproximação do momento ideal para cada seleção de nova marcha, buscando melhor desempenho.

Mas em vista de todos os fatos citados, com as simplificações e aproximações realizadas, os resultados ficaram dentro do esperado e daquilo de que a literatura aborda. Permitindo assim, um resultado aceitável, ilustrando e comparando o comportamento de ambos os sistemas estudados.

Tendo em vista os aspectos observados, conseguindo quantificar os ganhos em desempenho em aceleração para o sistema de dupla embreagem em relação ao com embreagem convencional. Utilizando parâmetros como tempo, velocidade e distância percorrida.

Para o desempenho do veículo atingir a velocidade 100 km/h, foram necessários para o sistema com dupla embreagem 4,512 segundos, e para o sistema com embreagem convencional, 5,579 segundos. Uma diferença de 1,067 segundos, fazendo com que o veículo com uso de dupla embreagem atinja 100 km/h com 19,1% a menos de tempo. Em termos de distância representam 106,7 metros necessários a menos para se atingir a velocidade de 100 km/h.

Da mesma maneira houve redução na comparação para o veículo atingir a velocidade final, que foi de 236.1 km/h, segundo as considerações utilizadas. Assim o veículo com dupla embreagem necessitou de 125,7 segundos, enquanto com embreagem convencional 129,1 segundos, uma diferença de 3,4 segundos. Em termos de distância representam 227 metros a menos necessários para atingir a velocidade final.

Com esses resultados obtidos, é possível verificar como a dupla embreagem traz ganhos relevantes no desempenho em aceleração, principalmente em análises feitas para menores distâncias ou atingir menores velocidades, como de 100 km/h, trazendo maior agilidade.

Levando em consideração o fato de que além da diferença no aspecto construtivo e funcional dos sistemas, o diferencial no sistema de dupla embreagem está no tempo de troca de marcha, para o sistema estudado de 8 ms. Em virtude de

quando uma embreagem está acoplada em funcionamento, ao realizar a operação de troca de marcha, enquanto a embreagem é desacoplada, a outra, já pré-engatada, é rapidamente acoplada, como consequência, o tempo de interrupção de transmissão de torque é menor.

Em vista dos argumentos observados podemos afirmar que a dupla embreagem traz ganhos em desempenho na aceleração em relação ao sistema com embreagem convencional.

Como sugestão para próximos trabalhos, ficam:

- Ampliar o memorial de cálculo de embreagens com equações e posteriormente estudos sobre vida em fadiga e desgaste.
- Expandir a comparação no desempenho em aceleração com outros sistemas de transmissão, automáticos com conversor de torque e CVT. E comparar os sistemas também em relação a eficiência.
- Incrementar as análises de desempenho em aceleração, utilizando todas as resistências e não usando simplificações, e validar os estudos através de experimentos reais.



## REFERÊNCIAS

BOSCH, Robert. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BRAIN, Marshall; THREEWITT, Cherise. **How Manual Transmissions Work**. 2018. Disponível em: <<https://auto.howstuffworks.com/transmission.htm>>. Acesso em: 01 set. 2018.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**: Projeto de Engenharia Mecânica. 8. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2011.

CONTESINI, Leonardo. **Como funciona a transmissão de dupla embreagem?** 2014. Disponível em: <[http://novo.more.ufsc.br/homepage/inserir\\_homepage](http://novo.more.ufsc.br/homepage/inserir_homepage)>. Acesso em: 10 jun. 2017.

Ficha Técnica: Novo Golf GTI 2.0l TSI Automático DSG. Novo Golf GTI 2.0l TSI Automático DSG. São Bernardo do Campo: Volkswagen AG, 2013. 1 p. Disponível em: <[https://download.uol.com.br/carros/volkswagen\\_golf\\_7\\_gti\\_13\\_ficha.pdf](https://download.uol.com.br/carros/volkswagen_golf_7_gti_13_ficha.pdf)>. Acesso em: 15 ago. 2018.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, Pa: Society Of Automotive Engineeres, Inc., 1992.

KIMMIG, Karl-ludwig; AGNER, Ivo. **Dupla Embreagem úmida ou seca, eis a questão!** Sorocaba: Schaeffler Brasil Ltda., 2008.

KOIFMAN, Henrique. **Dupla embreagem, grande invenção**. 15/11/2013. Disponível em: <<http://blogs.oglobo.globo.com/rebimboca/post/dupla-embreagem-grande-invencao-514991.html>>. Acesso em: 29 abr. 2017.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. New York: Springer, 2011. 717 p

NICOLAZZI, Lauro César; ROSA, Edilson da; LEAL, Longuinho da Costa Machado. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. Tradução de: Renato Machniewscz, Jéssoca Fraga de Castro e Equipe Bookman.

REDAÇÃO. Quatro Rodas (Org.). **S diferenças entre automático e automatizado de dupla embreagem**. 2018. Disponível em: <<https://quatrorodas.abril.com.br/guia-de-compras/qual-a-diferenca-entre-cambio-automatico-e-automatizado-de-dupla-embreagem/>>. Acesso em: 22 set. 2018.

TAN, Paul. **VW phases out automatics; makes way for DSG**. 2006. Disponível em: <<https://paultan.org/2006/06/26/vw-phases-out-automatics-makes-way-for-dsg/#>>. Acesso em: 02 set. 2018.

VOLKSWAGEN AG (Org.). **Manual do proprietário: Golf, Golf GTI, Golf GTD**. 11. ed. São Bernardo do Campo: Volkswagen Ag, 2013. 463 p

## ANEXO

```

clear all
clc

%--- UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
%--- CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
%--- CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA

%--- LUCAS KIENEN WELLER

%--- SISTEMAS DE TRANSMISSÃO COM EMBREAGEM CONVENCIONAL E DUPLA:
%--- UM COMPARATIVO TÉCNICO

%--- Dados do Veículo e do ambiente

m = 1317+90;           % massa [Kg]
rd = 0.317;           % raio dinamico [m]
Cd = 0.318;           % Coeficiente de arrasto
A = 2.21;             % Área projetada frontal [m^2]
p = m*9.81;           % Peso [N]
rho = 1.2;            % Densidade do ar [Kg/m^3]

%--- Transmissão

%---- Relação de marchas

i1 = 2.2923;          %relação 1ª marcha
i2 = 1.792;           %relação 2ª marcha
i3 = 1.143;           %relação 3ª marcha
i4 = 0.778;           %relação 4ª marcha
i5 = 0.8;             %relação 5ª marcha
i6 = 0.639;           %relação 6ª marcha

ndiff = 4.769;         %relação diferencial
ndiff2 = 3.444;        %2ª relação diferencial

ntot = 0.94;

%---- Motor

n = linspace(1000, 6500, 12);           % rotação do motor [rpm]
nr = convangvel(n, 'rpm', 'rad/s') ;     % rotação do motor [rad/s]
T = [200, 335, 350, 350, 350, 350, 350, 340, 300, 250, 200, 150]; %
Torque do motor [N.m]
Pothp = [30, 50, 70, 90, 107, 123, 140, 155, 162, 162, 155, 140];
Potcv = [linspace(30, 162, 800), linspace(162, 162, 200), linspace(162,
150, 100)]; % Potência do motor [kW]
Pot = Pothp;                             % Potência [kW]
P = Pot*1000;                             % Potência [W]

```

```

ns = linspace(1000, 6500, 11000); % rotação do motor spline
nst = [linspace(1000, 1500, 1000), linspace(1500, 4500, 6000),
linspace(4500, 6500, 4000)]; % rotação do motor spline
Tspl = spline(n, T, ns); % Torque do motor spline
Pspl = spline(n, P, ns); % Potencia do motor spline

%--- Gráfico de Potência e Torque

hFig1 = figure ('Name' , 'Graficos de Potencia e Torque por Rotacao.') ;
yyaxis right
plot (nst , Pspl, 'LineWidth', 2)
ylabel ('Potencia [kW]')
yyaxis left
plot (nst , Tspl, 'LineWidth', 2)
ylabel('Torque [Nm]')
xlabel('Rotacao [RPM]')
grid on

%---- Transmissão

ntf1 = i1*ndiff; % relação total das marchas
ntf2 = i2*ndiff;
ntf3 = i3*ndiff;
ntf4 = i4*ndiff;
ntf5 = i5*ndiff2;
ntf6 = i6*ndiff2;

Fz1 = (ntf1.*ntot.*T)./rd; % Força trativa das marchas
V1 = ((nr.*rd)./(ntf1.*ntot))*3.6; % Velocidade das marchas
Fz1s = spline(n, Fz1, ns); % Spline força trativa das marchas
V1s = spline(n, V1, ns); % Spline da velocidade das marchas
Fz2 = (ntf2.*ntot.*T)./rd;
V2 = ((nr.*rd)./(ntf2.*ntot))*3.6;
Fz2s = spline(n, Fz2, ns);
V2s = spline(n, V2, ns);
Fz3 = (ntf3.*ntot.*T)./rd;
V3 = ((nr.*rd)./(ntf3.*ntot))*3.6;
Fz3s = spline(n, Fz3, ns);
V3s = spline(n, V3, ns);
Fz4 = (ntf4.*ntot.*T)./rd;
V4 = ((nr.*rd)./(ntf4.*ntot))*3.6;
Fz4s = spline(n, Fz4, ns);
V4s = spline(n, V4, ns);
Fz5 = (ntf5.*ntot.*T)./rd;
V5 = ((nr.*rd)./(ntf5.*ntot))*3.6;
Fz5s = spline(n, Fz5, ns);
V5s = spline(n, V5, ns);
Fz6 = (ntf6.*ntot.*T)./rd;
V6 = ((nr.*rd)./(ntf6.*ntot))*3.6;
Fz6s = spline(n, Fz6, ns);
V6s = spline(n, V6, ns);

%--- Gráfico diagrama força trativa

hFig3 = figure('Name', 'Diagrama força trativa. ');
plot(V1s,Fz1s,V2s,Fz2s,V3s,Fz3s,V4s,Fz4s,V5s,Fz5s,V6s,Fz6s, 'LineWidth',
2);
ylabel('Força Trativa')

```

```

xlabel('Velocidade [Km/h]')
legend('1ª', '2ª', '3ª', '4ª', '5ª', '6ª')
grid on

hFig4 = figure('Name', 'Velocidade das marchas. ');
plot(V1s, ns, V2s, ns, V3s, ns, V4s, ns, V5s, ns, V6s, ns, 'LineWidth', 2)
ylabel('Rotação [RPM]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
legend('1ª', '2ª', '3ª', '4ª', '5ª', '6ª')
grid on

%---- ANALISE PARA DUPLA EMBREAGEM

%----- Aceleração

Vgs = [V1s; V2s; V3s; V4s; V5s; V6s]./3.6;      %Matriz com as velocidades de
cada marcha [m/s]
as = zeros(6, 11000);                          %Matriz para aceleração
Vkmh = Vgs.*3.6;                                %Matriz velocidade em [km/h]

%--- Cálculo da aceleração para cada marcha

for i = 1:6
    for j = 2:11000
        as(i,j) = (((ntot.*Psp1(j))-
        (((0.015+0.052.*((Vgs(i,j)/100).^2))*p.*Vgs(i,j))+(Cd*A*rho.*((Vgs(i,j).^2)
        ./2).*Vgs(i,j)))))./(m.*Vgs(i,j)));      % Aceleração para cada ponto das
marchas
    end
end

%--- Gráfico da aceleração para cada marcha

hFig5 = figure('Name', 'Aceleração das marchas. ');
plot(V1s, as(1,:), V2s, as(2,:), V3s, as(3,:), V4s, as(4,:), V5s, as(5,:), V6s,
as(6,:), 'LineWidth', 2)
xlabel('Velocidade [Km/h]')
ylabel('Aceleração [m/s^2]')
legend('1ª', '2ª', '3ª', '4ª', '5ª', '6ª')
grid on

ts = zeros(6, 11000);      %matriz tempo

%tempo de aceleração para cada ponto das marchas

for i = 1:6
    for j = 2:11000
        ts(i,j) = (m./((ntot.*Psp1(j))-
        (((0.015+0.052.*((Vgs(i,j)/100).^2))*p.*Vgs(i,j))+(Cd*A*rho.*((Vgs(i,j).^2)
        ./2).*Vgs(i,j))))).*(((Vgs(i,j).^2)-(Vgs(i,j-1).^2))))./2);
    end
end

% Os pontos para utilização de cada marcha foram selecionados manualmente,
através dos pontos de intersecção das curvas de aceleração das marchas

```

```

ttm = 0.008; % tempo de troca de marchas

tempo1 = zeros(1,10400);

for i = 1
    for j = 2:10400
        tempo1(i,j) = tempo1(i,j-1) + abs(ts(i,j));
    end
end
tempo2 = zeros(1,2708);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ttm12 = linspace(tempo1(end), (tempo1(end)+ ttm), 50);

V1r = zeros(1, 50);
V1r(1,1) = V1s(1,10400)/3.6;

for i = 1
    for j = 2:50
        V1r(i,j) = abs(sqrt((V1r(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm/50).*((0.015+0.052.*(V1r(i,j-1)/100).^2))*p.*V1r(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V1r(i,j-1).^2)./2).*V1r(i,j-1))))./(m)))));
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

tempo2 = tempo1(end) + ttm;
for i = 2
    for j = 2:2708
        tempo2(i-1,j) = tempo2(i-1,j-1) + abs(ts(i,j+7691));
    end
end
tempo3 = zeros(1,4492);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ttm23 = linspace(tempo2(end), (tempo2(end)+ttm), 50);

V2r = zeros(1, 50);
V2r(1,1) = V2s(1,10400)/3.6;

for i = 1
    for j = 2:50
        V2r(i,j) = abs(sqrt((V2r(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm/50).*((0.015+0.052.*(V2r(i,j-1)/100).^2))*p.*V2r(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V2r(i,j-1).^2)./2).*V2r(i,j-1))))./(m)))));
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

tempo3 = tempo2(end) + ttm;
for i = 3
    for j = 2:4492
        tempo3(i-2,j) = tempo3(i-2,j-1) + abs(ts(i,j+5907));
    end
end

```

```

        end
    end
    tempo4 = zeros(1,3961);

    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    ttm34 = linspace(tempo3(end), (tempo3(end)+ ttm), 50);

    V3r = zeros(1, 50);
    V3r(1,1) = V3s(1,10400)/3.6;

    for i = 1
        for j = 2:50
            V3r(i,j) = abs(sqrt((V3r(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm/50).*((0.015+0.052.*(V3r(i,j-1)/100).^2))*p.*V3r(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V3r(i,j-1).^2)./2).*V3r(i,j-1))))./(m)))));
        end
    end

    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    tempo4 = tempo3(end) + ttm;
    for i = 4
        for j = 2:3961
            tempo4(i-3,j) = tempo4(i-3,j-1) + abs(ts(i,j+6438));
        end
    end
    tempo5 = zeros(1,1028);

    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    ttm45 = linspace(tempo4(end), (tempo4(end)+ ttm), 50);

    V4r = zeros(1, 50);
    V4r(1,1) = V4s(1,10400)/3.6;

    for i = 1
        for j = 2:50
            V4r(i,j) = abs(sqrt((V4r(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm/50).*((0.015+0.052.*(V4r(i,j-1)/100).^2))*p.*V4r(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V4r(i,j-1).^2)./2).*V4r(i,j-1))))./(m)))));
        end
    end

    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    tempo5 = tempo4(end) + ttm;
    for i = 5
        for j = 2:1028
            tempo5(i-4,j) = tempo5(i-4,j-1) + abs(ts(i,j+7205));
        end
    end

    %Vetor com o tempo total
    tempototal = [0, tempo1, ttm12, tempo2, ttm23, tempo3, ttm34, tempo4,
    ttm45, tempo5];

    %conversão dos vetores de velocidade para km/h
    V1r = V1r*3.6;

```

```

V2r = V2r*3.6;
V3r = V3r*3.6;
V4r = V4r*3.6;

% Vetor de velocidade
Vtt = [0, Vkmh(1,1:10400), V1r(1,1:50), Vkmh(2,7692:10399), V2r(1,1:50),
Vkmh(3,5908:10399), V3r(1,1:50), Vkmh(4,6439:10399), V4r(1,1:50),
Vkmh(5,7206:8233)];

%--- Gráfico tempo x velocidade

hFig6 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Vtt, tempototal, 'LineWidth', 2)
ylabel('Tempo [s]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

% conversão Vetor de velocidade para m/s
Vttms = Vtt./3.6;
% Distância a partir dos vetores de velocidade e tempo
Xtt = Vttms.*tempototal;

%--- Gráfico distância x velocidade

hFig7 = figure('Name', 'TDistância. ');
plot(Xtt, Vtt, 'LineWidth', 2)
xlabel('Distância [m]')
ylabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

%vetores de tempo e velocidade até 100km/h
Vhundred = Vtt(1,1:13897);
Thundred = tempototal(1,1:13897);

%--- Gráfico tempo x velocidade até atingir 100km/h

hFig8 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Vhundred, Thundred, 'LineWidth', 2)
ylabel('Tempo [s]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

% Distância a partir dos vetores de velocidade e tempo até atingir 100km/h
Xhundred = Vhundred.*Thundred;

%--- Gráfico distância x velocidade até atingir 100km/h

hFig9 = figure('Name', 'TDistância. ');
plot(Xhundred, Vhundred, 'LineWidth', 2)
xlabel('Distância [m]')
ylabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

%%

```



```
%--- ANALISES PARA EMBREAGEM CONVECCIONAL

%--- diferenca no tempo de troca de marcha, e consequentemente na selecao
%dos pontos de troca de marcha

%%%

ttm2 = 0.5;

ts2 = zeros(6, 11000);

for i = 1:6
    for j = 2:11000
        ts2(i,j) = (m./((ntot.*Pspl(j)) -
            (((0.015+0.052.*((Vgs(i,j)/100).^2))*p.*Vgs(i,j))+(Cd*A*rho.*((Vgs(i,j).^2)
            ./2).*Vgs(i,j))))).*(((Vgs(i,j).^2)-(Vgs(i,j-1).^2)))./2);
    end
end

tempo12 = zeros(1,10400);

for i = 1
    for j = 2:10400
        tempo12(i,j) = tempo12(i,j-1) + abs(ts2(i,j));
    end
end
tempo22 = zeros(1,2775);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ttm122 = linspace(tempo12(end), (tempo12(end)+ ttm2), 50);

V1r2 = zeros(1, 50);
V1r2(1,1) = V1s(1,10400)/3.6;

for i = 1
    for j = 2:50
        V1r2(i,j) = abs(sqrt((V1r2(i,j-1)^2)-abs((-
            2.*(ttm2/50).*((0.015+0.052.*((V1r2(i,j-1)/100).^2))*p.*V1r2(i,j-
            1))+Cd*A*rho.*((V1r2(i,j-1).^2)./2).*V1r2(i,j-1)))./(m))));
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

tempo22 = tempo12(end) + ttm2;
for i = 2
    for j = 2:2775
        tempo22(i-1,j) = tempo22(i-1,j-1) + abs(ts2(i,j+7624));
    end
end
tempo32 = zeros(1,4548);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```

ttm232 = linspace(tempo22(end), (tempo22(end)+ttm2), 50);

V2r2 = zeros(1, 50);
V2r2(1,1) = V2s(1,10400)/3.6;

for i = 1
    for j = 2:50
        V2r2(i,j) = abs(sqrt((V2r2(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm2/50).*((0.015+0.052.*(V2r2(i,j-1)/100).^2))*p.*V2r2(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V2r2(i,j-1).^2)./2).*V2r2(i,j-1))))./(m)))));
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

tempo32 = tempo22(end) + ttm2;
for i = 3
    for j = 2:4548
        tempo32(i-2,j) = tempo32(i-2,j-1) + abs(ts2(i,j+5851));
    end
end
tempo42 = zeros(1,4033);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ttm342 = linspace(tempo32(end), (tempo32(end)+ ttm2), 50);

V3r2 = zeros(1, 50);
V3r2(1,1) = V3s(1,10400)/3.6;

for i = 1
    for j = 2:50
        V3r2(i,j) = abs(sqrt((V3r2(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm2/50).*((0.015+0.052.*(V3r2(i,j-1)/100).^2))*p.*V3r2(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V3r2(i,j-1).^2)./2).*V3r2(i,j-1))))./(m)))));
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

tempo42 = tempo32(end) + ttm2;
for i = 4
    for j = 2:4033
        tempo42(i-3,j) = tempo42(i-3,j-1) + abs(ts2(i,j+6366));
    end
end
tempo52 = zeros(1,1130);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

ttm452 = linspace(tempo42(end), (tempo42(end)+ ttm2), 50);

V4r2 = zeros(1, 50);
V4r2(1,1) = V4s(1,10400)/3.6;

for i = 1
    for j = 2:50

```

```

        V4r2(i,j) = abs(sqrt((V4r2(i,j-1)^2)-abs((-
2.*(ttm2/50).*((0.015+0.052.*((V4r2(i,j-1)/100).^2))*p.*V4r2(i,j-
1)))+(Cd*A*rho.*((V4r2(i,j-1).^2)./2).*V4r2(i,j-1))))./(m)))));
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

tempo52 = tempo42(end) + ttm2;
for i = 5
    for j = 2:1130
        tempo52(i-4,j) = tempo52(i-4,j-1) + abs(ts2(i,j+7103));
    end
end

tempototal2 = [0, tempo12, ttm122, tempo22, ttm232, tempo32, ttm342,
tempo42, ttm452, tempo52];

V1r2 = V1r2*3.6;
V2r2 = V2r2*3.6;
V3r2 = V3r2*3.6;
V4r2 = V4r2*3.6;

Vtt2 = [0, Vkmh(1,1:10399), V1r2(1,1:50), Vkmh(2,7625:10399), V2r2(1,1:50),
Vkmh(3,5852:10399), V3r2(1,1:50), Vkmh(4,6367:10399), V4r2(1,1:50),
Vkmh(5,7104:8234)];

hFig10 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Vtt2, tempototal2, 'LineWidth', 2)
ylabel('Tempo [s]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

Vtts2 = Vtt2./3.6;

Xtt2 = Vtts2.*tempototal2;

hFig11 = figure('Name', 'TDistância. ');
plot(Xtt2, Vtt2, 'LineWidth', 2)
xlabel('Distância [m]')
ylabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

Vhundred2 = Vtt2(1,1:14019);
Thundred2 = tempototal2(1,1:14019);

hFig12 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Vhundred2, Thundred2, 'LineWidth', 2)
ylabel('Tempo [s]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

Xhundred2 = Vhundred2.*Thundred2;

```

```

hFig13 = figure('Name', 'TDistância. ');
plot(Xhundred2, Vhundred2, 'LineWidth', 2)
xlabel('Distância [m]')
ylabel('Velocidade [Km/h]')
grid on

%%

%---- GRAFICOS PARA COMPARAÇÃO DOS DOIS SISTEMAS

hFig14 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Xhundred, Vhundred, Xhundred2, Vhundred2, 'LineWidth', 2)
ylabel('Velocidade [Km/h]')
xlabel('Distância [m]')
legend('Dupla embreagem', 'Convencional')
grid on

hFig15 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Vhundred, Thundred, Vhundred2, Thundred2, 'LineWidth', 2)
ylabel('Tempo [s]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
legend('Dupla embreagem', 'Convencional')
grid on

hFig17 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Xtt, Vtt, Xtt2, Vtt2, 'LineWidth', 2)
ylabel('Velocidade [Km/h]')
xlabel('Distância [m]')
legend('Dupla embreagem', 'Convencional')
grid on

hFig18 = figure('Name', 'Tempo. ');
plot(Vtt, tempototal, Vtt2, tempototal2, 'LineWidth', 2)
ylabel('Tempo [s]')
xlabel('Velocidade [Km/h]')
legend('Dupla embreagem', 'Convencional')
grid on

```